

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

katedra energetiky

Návrh svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse

**Proposal of Vertical Steam Generator for Nuclear Power Plant AP 1000
Westinghouse**

Vypracoval:

Bc. Kolářík Oldřich

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Oldřich Kolářík**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Návrh svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse**
Proposal of Vertical Steam Generator for Nuclear Power Plant AP 1000 Westinghouse

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekční návrh parního generátoru s teplosměnnými plochami tvaru U pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse, která se zúčastní konkurzu na dostavbu Temelína.
Proveďte tepelný, hydraulický a pevnostní výpočet pro dvousmyčkové uspořádání primárního okruhu.
Zpracujte návrh technologie výroby.

Tepelný výkon jaderné elektrárny 3415 MWt; elektrický výkon 1117 MWe; parní výkon 6940 t/hod; tlak syté páry 7,8 MPa; teplota chladiva v I. okruhu 298,5 / 330,7 °C; tlak v I. okruhu 16,2 MPa.

Seznam doporučené odborné literatury:


HEJZLAR, Radko. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl 1 a 2. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 385 s. ISBN 80-01-03189-6.
MÁTAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Nakladatelství CERN VUT v Brně. 2001. 116 s. ISBN 80-214-2028-6.
HEZOUČKÝ, František. *Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory*. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 185 s. ISBN 80-01-03324-4.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Pavlu Kolatovi, DrSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě

.....

(podpis autora)

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Oldřich Kolářík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Janského 10, Olomouc, 77900

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOLÁŘÍK, O. Návrh svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 95 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse. V první části je popsán primární, sekundární a terciární okruh jaderné elektrárny s popisem jednotlivých částí. Poté je vypracován přehled jednotlivých generací jaderných reaktorů. Následně jsou popsány bezpečnostní systémy a parogenerátor jaderné elektrárny AP 1000.

Praktická část diplomové práce se zabývá tepelným výpočtem parního generátoru dle zadaných hodnot, návrhem dvoustupňové separace páry, výpočtem hydraulických ztrát. Závěrečná část obsahuje volbu materiálů a pevnostní kontrolu jednotlivých segmentů parogenerátoru.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOLÁŘÍK, O. Proposal of Vertical Steam Generator for Nuclear Power Plant AP 1000 Westinghouse: Master thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 95 p. Thesis head: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

My thesis is concerned with the concept of vertical steam generator for nuclear power station AP 1000 Westinghouse. The first part describes the primary, secondary and tertiary area of nuclear power station with the specification of the individual parts. Afterwards I have worked on the review of several generations of nuclear reactors. Consequently as described security systems and nuclear power steam generator AP 1000. The practical part of the thesis deals with the thermal calculation of steam generator according to the specified value, proposal of two-level steam separation, calculating hydraulic loss. The final section contains a selection of materials and strength check of individual segments of the steam generator.

Obsah

Seznam použitého značení, zkratk a jednotek.....	8
1. ÚVOD.....	16
2. JADERNÉ ELEKTRÁRNY	17
2.1 Primární okruh jaderné elektrárny	18
2.2 Sekundární okruh jaderné elektrárny	21
2.3 Terciální okruh jaderné elektrárny	23
3. GENERACE JADERNÝCH REAKTORŮ.....	26
4. JADERNÁ ELEKTRÁRNA AP 1000 WESTINGHOUSE.....	28
4.1 Aktivní bezpečnostní systémy	30
4.2 Pasivní bezpečnostní systémy	31
4.3 Havárie typu LOCA	32
5. SVISLÝ PAROGENERÁTOR AP 1000.....	33
6. TEPELNÝ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU.....	35
6.1 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky.....	39
6.2 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky.....	40
6.3 Součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí.....	40
6.4 Součinitel přestupu tepla.....	41
6.5 Výpočet teplosměnné plochy a střední délky trubky	44
6.6 Parní a tepelný výkon parního generátoru	45
7. VÝPOČET TEPLSMĚNNÉ PLOCHY ROZDĚLENÉ NA PÁSMA	47
8. SEPARACE PÁRY SVISLÉHO PAROGENERÁTORU AP1000	57
8.1 Cyklonový separátor	58
8.2 Žaluziový separátor.....	58
9. NÁVRH DVOUSTUPŇOVÉ SEPARACE PÁRY.....	60
9.1 Výpočet hrubé separace	61
9.2 Výpočet jemné separace	63
10. HYDRAULICKÝ VÝPOČET PRIMÁRNÍHO OKRUHU	67
10.1 Stanovení jednotlivých ztrát	68
10.1.1 Hydraulická ztráta v koleně potrubí.....	68
10.1.2 Hydraulická ztráta v potrubí přivádějící médium do tep. kolektoru.....	69
10.1.3 Hydraulická ztráta v tepelném kolektoru	70

10.1.4	Hydraulická ztráta kuželovým rozšířením kanálu	71
10.1.5	Hydraulická ztráta na vstupu do střední řady trubek	71
10.1.6	Hydraulická ztráta prouděním média v trubkách.....	72
10.1.7	Hydraulická ztráta změnou směru proudu	73
10.1.8	Hydraulická ztráta na výstupu z trubek	74
10.1.9	Hydraulická ztráta ve studeném kolektoru	75
10.1.10	Hydraulická ztráta v odváděcím potrubí.....	76
10.1.11	Celková hydraulická ztráta	77
11.	MATERIÁLY PARNÍCH GENERÁTORŮ	78
12.	PEVNOSTNÍ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU	80
12.1	Pevnostní kontrola trubky	80
12.2	Dno nádoby parního generátoru.....	83
12.3	Kontrola pevnosti pláště parního generátoru	85
12.3.1	Kontrola pevnosti první válcové části parního generátoru	85
12.3.2	Kontrola pevnosti horní části	87
12.4	Kontrola pevnosti pláště parního generátoru	88
13.	ZÁVĚR.....	91
14.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	92
15.	SEZNAM PŘÍLOH.....	95

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ, ZKRATEK A JEDNOTEK

Kapitola 6, 7

Značka	Popis	Jednotka
G	vypočtený parní výkon parního generátoru	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
G_{PG}	zadaný parní výkon parního generátoru	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
L	celková délka trubek v parním generátoru	[m]
L_{str}	střední délka trubky	[m]
Nu	Nusseltovo kritérium	[1]
Pr	Prandtlovo kritérium pro střední teplotu I. média	[1]
Pr_{tr}	Prandtlovo kritérium při střední teplotě stěny trubky	[1]
Q_{JE}	tepelný výkon jaderné elektrárny	[MWt]
Q_{PG}	tepelný výkon parního generátoru	[MW]
Q_{PGvyp}	vypočtený tepelný výkon parního generátoru	[MW]
Re	Reynoldsovo kritérium I. média při střední teplotě	[1]
S	celková teoretické průtočná plocha	$[\text{m}^2]$
S_{C}	celková skutečná průtočná plocha	$[\text{m}^2]$
S_{t}	celková teplosměnná plocha	$[\text{m}^2]$
S_{tr}	průtočná plocha jedné trubky	$[\text{m}^2]$
S_{v}	výpočtová plocha úseku	$[\text{m}^2]$
d_1	vnitřní průměr trubky	[m]
d_2	vnější průměr trubky	[m]
i'	entalpie syté kapaliny	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
i''	entalpie syté páry	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
i_{11}	entalpie I. média na vstupu	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
i_{12}	entalpie I. média na výstupu	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

i_{nv}	entalpie napájecí vody	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
l_v	výparné teplo	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_I	hmotnostní tok I. média	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
n	teoretický počet trubek	$[1]$
n_{sm}	počet smyček primárního okruhu	$[1]$
n_{tr}	skutečný počet trubek	$[1]$
p_I	tlak v I. okruhu	$[\text{MPa}]$
p_s	tlak syté páry	$[\text{MPa}]$
q	střední tepelný tok stěnou trubky	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
q_1	střední tepelný tok stěnou trubky (na délkový metr)	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1}]$
q_v	hustota tepelného toku	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
t_{I1}	teplota média v I. okruhu na vstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{I2}	teplota média v I. okruhu na výstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{NV}	teplota napájecí vody	$[^{\circ}\text{C}]$
t_s	teplota syté páry	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{st}	teplota stěny	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{sttr}	střední teplota stěny trubky	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{stf}	střední teplota I. média	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{trI}	povrchová teplota stěny trubky na straně I. média	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{trII}	povrchová teplota stěny trubky na straně II. média	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{trp}	teoretická střední teplota stěny trubky	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{trSt}	střední teplota stěny trubky	$[^{\circ}\text{C}]$
v	měrný objem	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
w	skutečná rychlost proudění I. média	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
w_v	střední rychlost proudění I. média	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

ΔG_{PG}	odklon skutečného tepelného výkonu parního od zadaného	[%]
ΔQ_{PGrel}	povrchová teplota stěny trubky na straně II. média generátoru od zadaného	[%]
Δq	odchylka tepelného toku	[%]
Δt_1	tepelný rozdíl mezi I. a II. médiem na vstupu	[°C]
Δt_2	tepelný rozdíl mezi I. a II. médiem na výstupu	[°C]
Δt_{log}	střední logaritmický teplotní spád	[°C]
Δt_{trRel}	relativní chyba volené hodnoty střední teploty stěny trubky	[%]
α_1	součinitel přestupu tepla mezi I. médiem a stěnou trubky	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_2	součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
η	dynamická viskozita I. média při střední teplotě	[N·s·m ⁻²]
η_{PG}	účinnost parního generátoru	[%]
λ	součinitel tep. vodivosti I. média při střední teplotě	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{tr}	součinitel tepelné vodivosti teplosměnné trubky	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
ρ	hustota I. média při střední teplotě	[kg·m ⁻³]
ν	kinematická viskozita I. média při střední teplotě	[m ² ·s ⁻¹]

Kapitola 9

Značka	Popis	Jednotka
D_h	vnitřní průměr separátoru	[m]
D_v	vnitřní průměr nádoby parogenerátoru	[m]
G	Parní výkon	[kg·s ⁻¹]

K	parametr charakterizující maximální zatížení	[1]
K_u	Kutateladzeho kritérium	[1]
M_{ps}	množství syté páry procházející jedním separátorem	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
N_c	parní výkon cyklónového separátoru	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$
N_h	parní zatížení hladiny	$[\text{m}^3\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}]$
S_{pg}	plocha hladiny v parním generátoru	$[\text{m}^2]$
S_{z1}	průtočná plocha 1. stupně	$[\text{m}^2]$
S_{z2}	průtočná plocha 2. stupně	$[\text{m}^2]$
S_z	průtočná plocha žaluziového separátoru	$[\text{m}^2]$
b	rozvinutá šířka žaluzií	[m]
e_1	šířka žaluziové kazety	[m]
h_z	výška žaluzií	[m]
n	počet žaluziových kazet	[1]
n_s	počet separátorů hrubé separace	[1]
p_s	tlak syté páry	[MPa]
p_z	tlak páry za žaluziemi	[MPa]
t_s	teplota syté páry	$[\text{°C}]$
t_z	rozteč žaluzií	[m]
u_n	obvodová rychlost na vnitřním průměru separátoru	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v'	měrný objem syté kapaliny	$[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$
v''	měrný objem syté páry	$[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$
w_d	doporučená vstupní rychlost páry ze separátoru	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
w_{kr}	kritická rychlost podle Ramzina	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
w_{kr}	kritická rychlost podle Kutateladzeho	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
w_p	rychlost páry na vstupu do separátoru	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$

α	úhel zakřivení	[°]
Δp	tlaková ztráta separátoru	[Pa]
Δp_z	hydraulický výpočet separátoru	[Pa]
ξ	odporový součinitel	[1]
ξ_z	koeficient odporu žaluzie	[1]
ρ	měrná hmotnost vstupující mokré páry	[kg·m ⁻³]
ρ'	měrná hmotnost syté kapaliny	[kg·m ⁻³]
ρ''	měrná hmotnost syté páry	[kg·m ⁻³]
σ_p	povrchové napětí vody podle Bošinského	[MPa]
ϕ	rychlostní parametr	[1]
(1-x)	vstupní vlhkost	[%]

Kapitola 10

Značka	Popis	Jednotka
A	koeficient odporu	[1]
A	výpočtový koeficient	[1]
B	výpočtový koeficient	[1]
C	výpočtový koeficient	[1]
L_k	délka kolektoru pro střední řadu trubek	[m]
L_{tr}	střední délka trubky	[m]
Re_{tk}	Reynoldsovo číslo	[1]
S_C	celková skutečná průtočná plocha trubek	[m ²]
S_m	plocha mezikruží v kolektoru	[m ²]
S_{op}	průřez přívodního potrubí	[m ²]
S_p	průřez potrubí	[m ²]

S_{tk}	průřez rozšířeného kolektoru	$[m^2]$
d_2	vnitřní průměr teplosměnné trubky	$[m]$
d_k	vnitřní průměr kolektoru	$[m]$
d_p	vnitřní průměr příváděcího potrubí	$[m]$
d_{rk}	rozšířený průměr dna	$[m]$
\dot{m}_I	hmotnostní tok primárního média	$[kg \cdot s^{-1}]$
w	rychlost proudění I. média	$[m \cdot s^{-1}]$
w_m	střední rychlost v trubkách	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{op}	střední rychlost v odváděcím potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
w_p	střední rychlost proudění na vstupu do kolena	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{sk}	střední rychlost ve studeném kolektoru	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{str}	střední rychlost na vstupu do střední řady trubek	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{tk}	střední rychlost proudění média v kolektoru	$[m \cdot s^{-1}]$
w_{vtr}	střední rychlost na výstupu z trubek	$[m \cdot s^{-1}]$
Δp_c	celková tlaková ztráta	$[Pa]$
Δp_k	tlaková ztráta v koleně potrubí	$[Pa]$
Δp_{kr}	tlaková ztráta rozšířením dnem	$[Pa]$
Δp_m	tlaková ztráta prouděním média v trubkách	$[Pa]$
Δp_{op}	tlaková ztráta v odváděcím potrubí	$[Pa]$
Δp_p	tlaková ztráta v potrubí přívádějící médi. do kolektoru	$[Pa]$
Δp_{sk}	tlaková ztráta ve studeném kolektoru	$[Pa]$
Δp_{str}	tlaková ztráta na vstupu do střední řady trubek	$[Pa]$
Δp_{tk}	tlaková ztráta v tepelném kolektoru	$[Pa]$
Δp_{vtr}	tlaková ztráta na výstupu z trubek	$[Pa]$

Δp_{zp}	tlaková ztráta změnou směru proudu	[Pa]
λ	součinitel tření potrubí	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
ξ_k	koeficient odporu kolena	[1]
ξ_{kr}	koeficient odporu kuželovým rozšířením kanálu	[1]
ξ_{op}	koeficient odporu v odváděcím potrubí	[1]
ξ_{str}	koeficient odporu střední řady trubek	[1]
ξ_{tr}	koeficient odporu na výstupu z trubek	[1]
ξ_{zp}	koeficient odporu změnou směru proudu	[1]
ρ_{II}	měrná hmotnost I. média	[m ²]
ν_{II}	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]

Kapitola 12

Značka	Popis	Jednotka
D	vnitřní průměr dna	[m]
D_m'	průměr otvoru dna	[m]
D_k	vnitřní průměr kolektoru	[m]
D_s	Vnitřní průměr horní části parního generátoru	[m]
Re	minimální hodnota meze kluzu při vypočtené teplotě	[MPa]
Rm	minimální hodnota meze pevnosti při vypoč. teplotě	[MPa]
c	přídavek k tloušťce stěny	[m]
d_1	vnější průměr trubky	[m]
h	výška vypouklé části elipsy	[m]
k_k	součinitel bezpečnosti pro mez kluzu	[1]
p	výpočtový přetlak	[MPa]
p_I	tlak v primárním okruhu	[MPa]

p_s	tlak v sekundárním okruhu	[MPa]
p_h	tlak při hydraulické zkoušce	[MPa]
s	tloušťka stěny	[m]
s_h	tloušťka stěny pro hydraulickou zkoušku	[m]
s_k	předběžně volená tloušťka stěny kolektoru	[m]
s_n	předběžně volená tloušťka stěny	[m]
s_o	předběžná minimální tloušťka stěny	[m]
s_{tr}	výpočtová tloušťka stěny trubky	[m]
t	tloušťka stěny trubky	[m]
t_{NV}	teplota napájecí vody	[°C]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
σ_{Dmin}	minimální dovolené napětí	[MPa]
σ_{Dmax}	maximální dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{Dt,z}$	dovolené napětí materiálu v tahu při teplotě zkoušky $t=20^\circ\text{C}$	[MPa]
$\sigma_{Dt,d}$	dovolené napětí materiálu v tahu při teplotě Provozních podmínek $t=330,7^\circ\text{C}$	[MPa]
φ	součinitel pevnosti	[1]
φ_o	minimální součinitel pevnosti	[1]

Zkratka	Název
AP 1000	Advanced Pressurized Water Reaktor 1000 MWe
EES	Engineering Equation Solver

1. ÚVOD

V současnosti se valná většina veškeré energie vyrábí v elektrárnách různého typu, jež mají celosvětově největší zastoupení elektrárny spalující fosilní paliva, především černé a hnědé uhlí. S rozvojem nároků lidstva na pohodlí a komfort spotřeba energie celosvětově roste nezadržitelným tempem a zásoby těchto fosilních paliv nejsou nevyčerpatelné. Jednoho dne budou fosilní paliva úplně vyčerpány, a proto je nutné nadále rozvíjet a hledat jiné alternativy. Budoucnost výroby elektrické energie je možné najít v jaderné energetice nebo z obnovitelných zdrojů. I přes to, že jsou obnovitelné zdroje energie ohleduplné k životnímu prostředí, jejich účinnost je nízká a výskyt většinou lokální. Proto je velká pozornost věnována nejmladšímu zdroji výroby elektrické energie a to štěpení jader v jaderných elektrárnách.

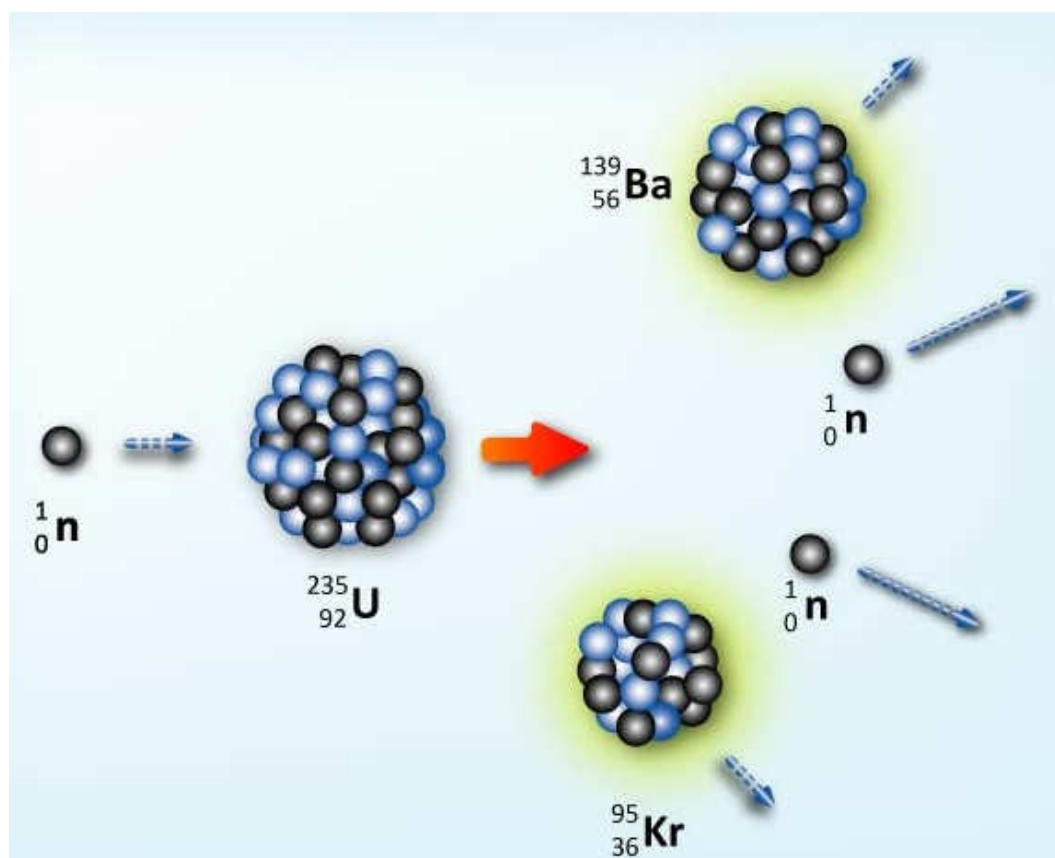
Výhoda výroby elektřiny z jaderné energie je omezení škodlivých atmosférických emisí a to nejen plynů jako oxid siřičitý, oxid dusíku apod., ale i pevných látek a radioaktivních prvků obsažených v palivech. Oproti uhelným elektrárnám také odpadají problémy s přepravováním paliva a s uložením tuhých zbytků po spalování, nemluvě již o vlivu těžby uhlí na přírodní prostředí, po které musí přijít nákladná rekultivace krajiny. Velké zásoby paliva jsou další výhodou jaderné energetiky.

Nevýhoda výroby elektřiny z jaderné energie se považuje dosud nedořešený konec palivového cyklu, tedy problém likvidace vyhořelého paliva. Další nevýhodou je možný katastrofický rozsah škod na životní prostředí v případné havárii typu černobylské jaderné elektrárny nebo japonské elektrárny Fukušima.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse ve dvousmyčkovém uspořádání primárního okruhu. Diplomová práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. V teoretické části se zabývám jednotlivými částmi jaderné elektrárny, popisem jednotlivých generací jaderných reaktorů, bezpečnostní systémy jaderné elektrárny AP 1000 a funkčním principem parogenerátoru. Druhá praktická část diplomové práce se zabývá tepelným výpočtem parního generátoru dle zadaných hodnot, návrhem dvoustupňové separace páry, výpočtem hydraulických ztrát, volbou materiálů jednotlivých částí parního generátoru a pevnostní kontrolu jednotlivých segmentů parogenerátoru.

2. JADERNÉ ELEKTRÁRNY [11, 19, 20, 23]

Princip jaderných elektráren je funkcí shodný s uhelnou elektrárnou, jež u obou typů elektráren vyrábí energii generátor, který je poháněn parní turbínou. V uhelné elektrárně je zapotřebí k vytvoření páry spalovat uhlí, v jaderné elektrárně se získává tepelná energie z jaderného paliva štěpnou řízenou reakcí. Štěpná reakce je zobrazena na obr. 2.1.



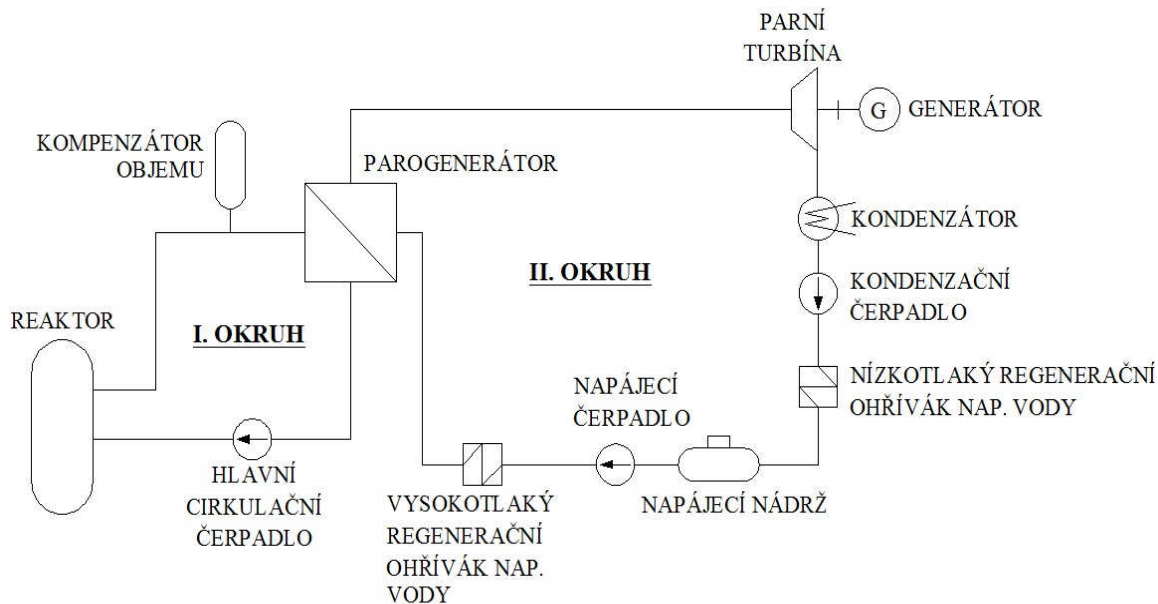
Obr. 2.1 Štěpná reakce [19]

V jaderných elektrárnách se za palivo převážně využívá obohacený uran, který je od přírodního uranu navýšen obsahem izotopu ^{235}U z 0,7% od 2 do 30%.

U štěpení máme vždy dva až tři rychlé neutrony, v případě že by nebyly moderovány by řetězová reakce mohutně vzrostla a došlo by k neřízené řetězové reakci. Proto je nutné ke zpomalení neutronů použít tzv. moderátor. Moderátor může být grafit nebo nejčastěji používaná voda, která zároveň slouží jako chladivo. K regulaci štěpné reakce se využívají regulační tyče, které absorbují neutrony.

Většina jaderných elektráren má dva hlavní okruhy (viz obr. 2.2):

- primární
- sekundární



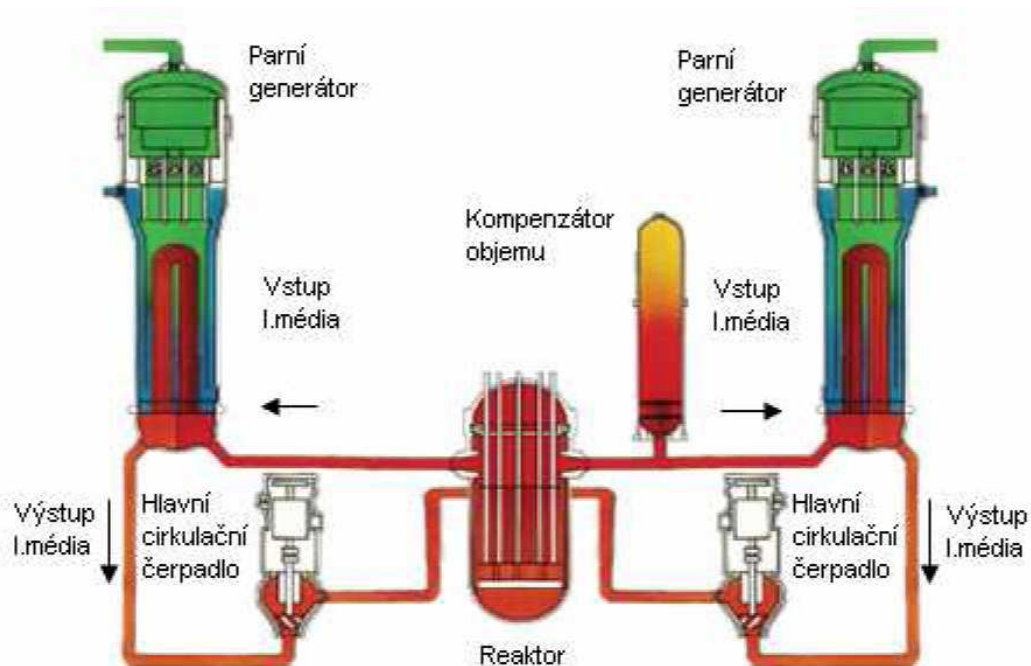
Obr. 2.2 Schéma dvouokruhové jaderné elektrárny

2.1 Primární okruh jaderné elektrárny [11, 22]

Je systém zařízení, který umožňuje získávat tepelnou energii z jaderného paliva prostřednictvím řízené štěpné řetězové reakce, nepřetržitě ji pomocí chladiva odvádět a přeměnit ji na formu tepelné energie využitelné v parní turbíně.

Základními zařízeními tohoto okruhu jsou:

- reaktor
- parogenerátor
- hlavní cirkulační čerpadla
- cirkulační potrubí primárního okruhu
- kompenzátor objemu
- bezpečnostní a havarijní systémy



Obr. 2.3 Dvousmyčkové uspořádání prim. okruhu [11]

V primárním okruhu se z jaderného paliva pomocí štěpné řetězové reakce uvolňuje tepelná energie, která předává své teplo chladivu primárního okruhu, kterým je voda. Tento proces se odehrává v jaderném reaktoru. Z reaktoru proudí ohřáté chladivo hlavním cirkulačním potrubím do parogenerátoru, kde akumulované teplo z teplosměnných ploch trubek předává teplo sekundárnímu okruhu. Z parogenerátoru jde chladivo do hlavního cirkulačního čerpadla a odtud zpátky do reaktoru.

Jaderné reaktory

Je to technologické zařízení, které slouží k udržování řízené štěpné řetězové reakce a k přeměně uvolněné energie štěpením na tepelnou. V reaktoru se nachází aktivní zóna, v níž je uspořádáno jaderné palivo a regulační orgány pro řízení a kontrolu štěpné reakce.

Základní části reaktoru:

- **Palivový článek** - obsahující přírodní uran, který je navýšen obsahem izotopu ^{235}U z 0,7% od 2 do 30%.
- **Moderátor** – palivo obklopuje moderátor, kterým může být upravená voda, která zpomaluje rychlé neutrony vznikající při štěpení (zároveň slouží jako chladivo).

- **Systém odvodu tepla** – přenos tepla konvekci z paliva do chladiva. Chladivem může být voda, helium, sodík aj.
- **Reflektor** – obklopuje aktivní zónu. Snižuje únik rychlých neutronů z reaktoru.
- **Systém řízení reaktoru** – umožňují najíždět a odstavit reaktor, regulují štepnou reakci a udržují provoz reaktoru při konstantním výkonu.
- **Systém výměny paliva** – výměna a přemísťování částečně vyhořelých palivových článků.
- **Ochranný kontejment** – reaktor a primární okruh je v této ochranné obálce uzavřen.

Hlavní cirkulační čerpadla

Zajišťuje cirkulaci chladiva primárním okruhem v množství odpovídajícímu tepelnému výkonu reaktoru. Je instalováno ve spodní tzv. studené větvi – zpět do reaktoru. Jedná se o vertikální odstředivé ucpávkové čerpadlo, které je usazeno ve svislé poloze a je poháněno asynchronním elektromotorem.

Cirkulační potrubí primárního okruhu

Hlavním primárním potrubím proudí voda – chladivo primárního okruhu z reaktoru do parního generátoru se nazývá horkou větví primárního okruhu. Z parního generátoru se vrací voda zpět do reaktoru přes oběhové čerpadlo (studená větev primárního okruhu).

Kompenzátor objemu

Kompenzátor objemu je mohutná válcová tlakovodní nádoba, která je částečně naplněna vodou a částečně parou, která se z vody samovolně vytváří. Je umístěna svisle v blízkosti cirkulačního potrubí primárního okruhu. Princip kompenzátoru objemu je regulovat nebo udržovat stálý tlak v primárním okruhu.

Když je zapotřebí snížit tlak v primárním okruhu, spustí se sprcha s chladnější vodou a pára v kompenzátoru zkondenzuje na vodu a její tlak klesne. Sprcha je v kompenzátoru instalována v horní části.

V případě, že je nutné zvýšit tlak v primárním okruhu, zapojí se elektroohříváky, které se nacházejí ve vodní části kompenzátoru. Elektroohříváky ohřejí vodu a zvýší produkci páry, následkem toho dojde ke zvýšení tlaku páry a tedy i tlaku v primárním okruhu.

Havarijní systémy

Mají za úkol zabránit přehřátí paliva a nepřetržité chlazení aktivní zóny v momentě, kdy dojde k havarii přerušením cirkulace chladiva či ztráty chladiva.

Parogenerátor

Parogenerátor je tlakový tepelný výparníkový výměník, který od sebe hermeticky odděluje primární a sekundární okruh. Princip parogenerátoru je předat tepelnou energii vody proudící v tlakových trubkách z primárního okruhu do sekundárního okruhu. Tím dochází k ohřátí sekundární vody a k intenzivnímu vývinu páry, která je parovodem vedena na turbínu.

2.2 Sekundární okruh jaderné elektrárny [11, 22]

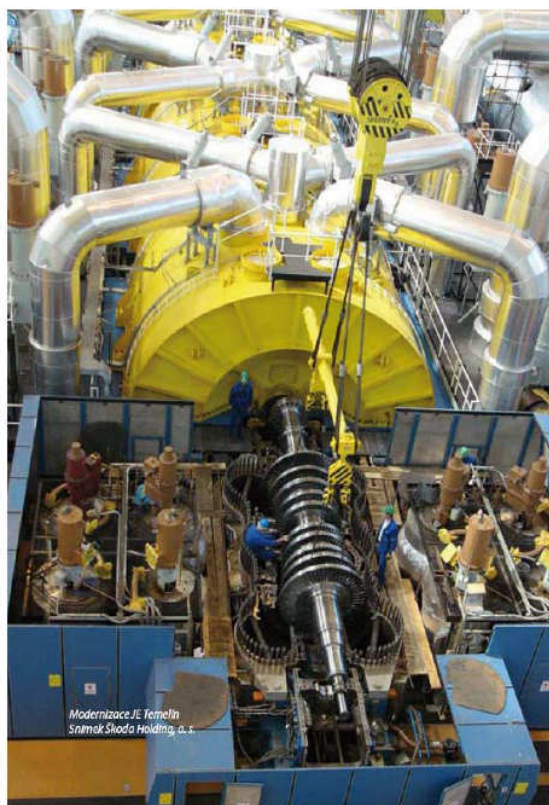
Je systém zařízení, který umožňuje přeměnit tepelnou energii získanou v primárním okruhu na mechanickou energii rotoru parní turbíny. V parních generátorech se vytváří pára, která pohání turbínu (pára je dopravována parovody).

Základními zařízeními tohoto okruhu jsou:

- Parní turbíny
- kondenzátor
- kondenzační a napájecí čerpadla
- regenerační ohříváky

Parní turbíny

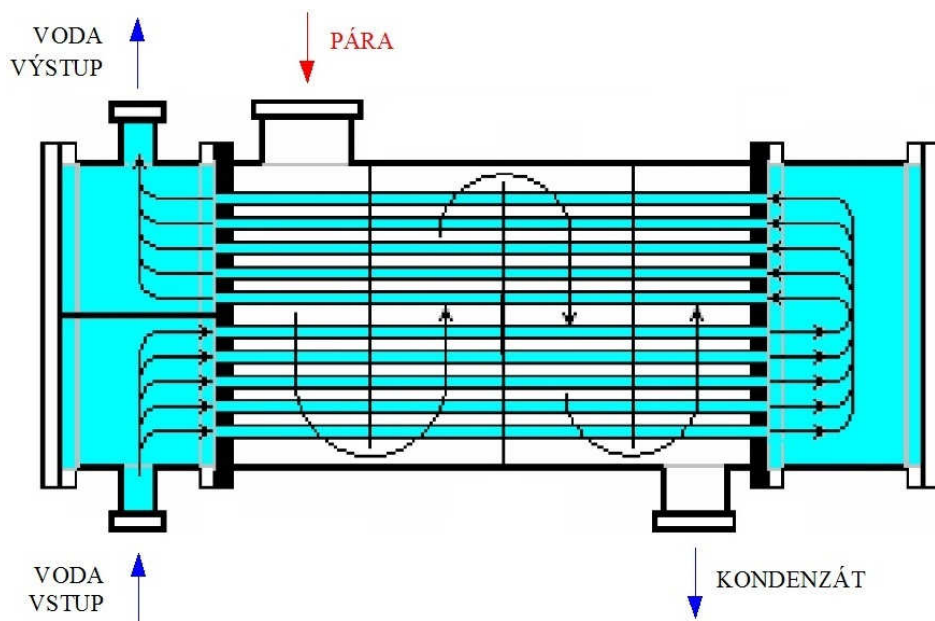
Jedná se o energetické zařízení, které přeměňuje kinetickou energii a tepelnou energii proudící páry na mechanickou energii rotoru turbíny.



Obr. 2.4 Pohled na vysokotlakou a nízkotlakou část turbíny [11]

Kondenzátor

Je to tepelný výměník, ve kterém je pára prošlá po expanzi z nízkotlaké turbíny chlazená vodou terciárního okruhu a kondenzuje. Pára, která opouští parní turbínu, prochází mezi svazky trubiček, jimiž protéká chladicí voda. Trubičky jsou umístěny v tělese kondenzátoru. Schéma kondenzátoru můžeme vidět na obr. 2.5.



Obr. 2.5 Schéma kondenzátoru [11]

Nízkotlaká regenerace

Nízkotlaká regenerace zabezpečuje ohřev kondenzátu chladiva sekundárního okruhu pomocí páry z neregulovaných odběrů parní turbíny.

Kondenzátní a napájecí čerpadla

Kondenzátní čerpadla odčerpávají kondenzát z kondenzátorů přes nízkotlaké regenerační ohříváky do odplyňovací nádrže. Napájecí čerpadla dopravují napájecí odplyněnou vodu z odplyňovací nádrže přes vysokotlaké regenerační ohříváky do parogenerátoru.

2.3 Terciální okruh jaderné elektrárny [11, 22]

Hlavní funkcí terciárního okruhu je vytvořit v kondenzátoru co největší podtlak, aby účinnost turbíny byla co největší. Čím nižší je teplota terciární vody, tím vyšší je podtlak v kondenzátoru.

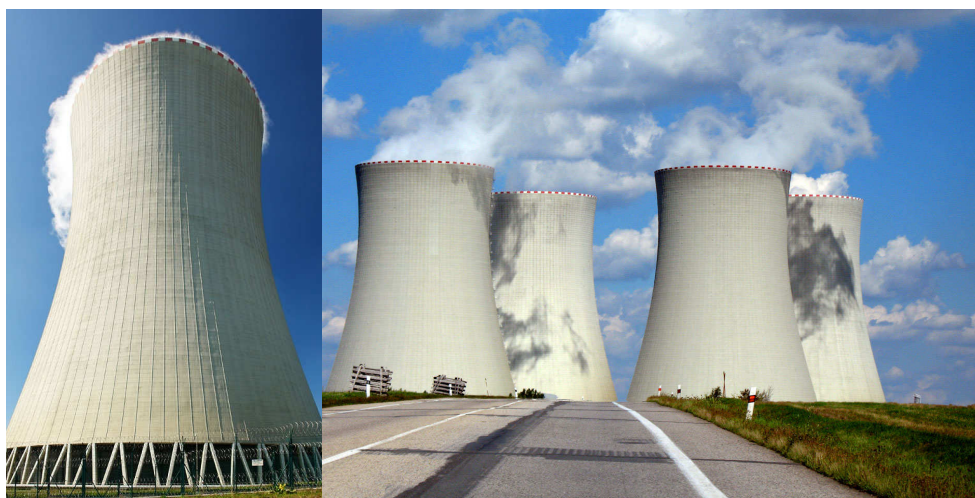
Základními zařízeními tohoto okruhu jsou:

- chladicí věže
- oběhová čerpadla
- potrubí a kanály chladicí vody

U elektráren, které jsou postaveny u moře nebo u velkých řek se nestaví chladicí věže. Kondenzátor se chladí vodou z moře, nebo z řek aniž by se jednalo o negativní dopad ohřáté vody na vodní ekosystém.

Chladicí věže

Chladicí okruh má za úkol chladit kondenzátory. Ke chlazení se používá voda, která odebírá teplo kondenzátorům a tato voda je odváděna zpět do chladicích věží, které mají tvar rotačního hyperboloidu sloužící k zajištění dostatečného tahu chladicího vzduchu. Voda je ve věži vedena směrem vzhůru do konstrukčních vestaveb, ve kterých je sprchami rozprašována a zároveň je ze spodu ochlazována studeným vzduchem. Při ochlazování vody v chladicí věži se část vody odpaří. Proto je nutné vodu v terciárním okruhu neustále doplňovat. Ve spodní části chladicí věže je kruhový bazén, ve kterém se ochlazená voda shromažďuje a čerpadly je vedena zpět do kondenzátoru.

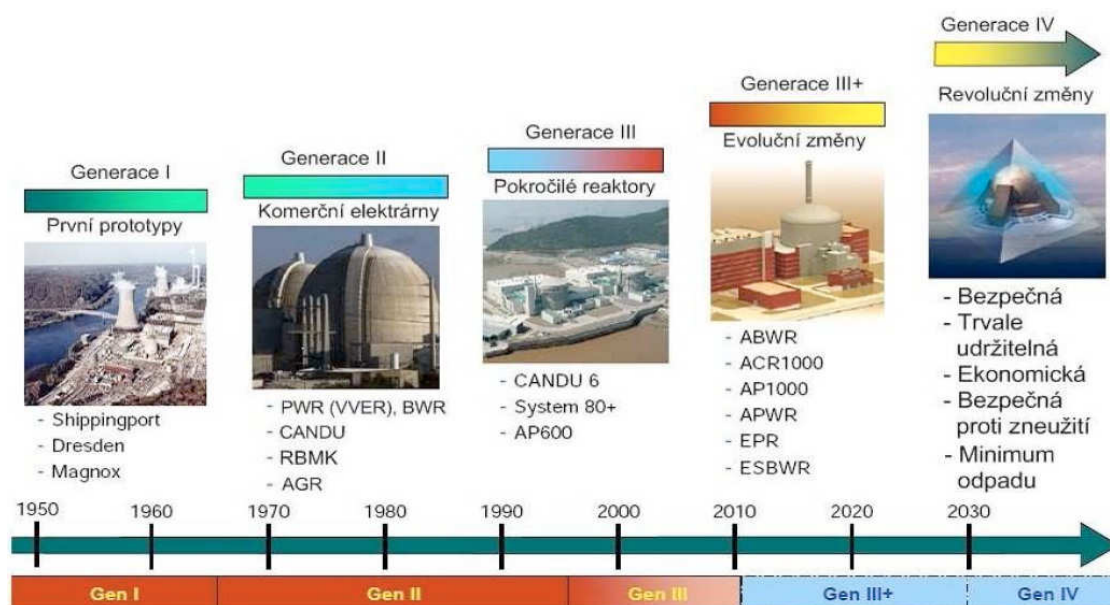


Obr. 2.6 Chladicí věže [18, 25]

Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla zajišťují oběh vody mezi kondenzátorem turbín a chladícími věžemi.

3. GENERACE JADERNÝCH REAKTORŮ [11]



Obr. 3.1 Generace jaderné energetiky [11]

Na Obr. 3.1 vidíme přehled dělení energetických jaderných reaktorů, které se rozdělují do čtyř generací.

Reaktory Generace I

První kusově vyráběné prototypy reaktorů, které byly budovány v padesátých a šedesátých letech. V podstatě se ověřovaly potenciální možnosti energetického využití jádra k výrobě elektrické energie. Dnes už žádný z těchto reaktorů není v provozu.

Příklady jaderných elektráren Generace I: Shippingport a Dresden v USA, Magnox ve Velké Británii.

Reaktory Generace II

Reaktory Generace II navazovali na zkušenosti s úspěšnými modely první generace. Elektrárny byly stavěny sériově, i když byl každý blok projektován a konstruován jednotlivě. Využívaly se však stejné principy a projekty na sebe navazovaly. Výroba probíhala v období zhruba od roku 1965 až do roku 1995, a proto většina reaktorů

provozovaných v současnosti jsou reaktory Generace II. Nejvíce vyrobených typů, které tvoří více než polovinu pracujících komerčních reaktorů, jsou tlakovodní reaktory chlazené a moderované lehkou vodou. Do této generace patří i reaktory VVER 440 (Dukovany, Jaslovské Bohunice, Mochovce), a první reaktory VVER 1000 (Temelín)

Příklady jaderných elektráren Generace II: Dukovany, Temelín, Jaslovské Bohunice, Mochovce.

Reaktory Generace III

Tyto reaktory vycházejí z úspěšných modelů reaktorů Generace II, mají lepší bezpečnost a nabízí zejména vylepšenou ekonomiku. Byly navrhovány od devadesátých let minulého století. Životnost elektrárny by měla dosáhnout 60 let.

Příklady jaderných elektráren Generace III: Jižní Korea, Rumunsko, Kanada

Reaktory Generace III+

Reaktory Generace III+ přebírají dobré vlastnosti Generace III. Nabízí zejména vylepšenou ekonomiku a mají vylepšené prvky pasivní bezpečnosti tak, že v případě nestandardní situace se reaktor automaticky dostane do bezpečného stavu bez pomoci aktivních částí. Tyto reaktory by měly tvořit základ jaderné energetiky v příštích desetiletích.

Příklady jaderných elektráren Generace III+: Japonsko, Finsko, Francie, Rusko.

Reaktory Generace IV

Nová generace jaderných reaktorů, u které se optimisticky předpokládá její komerční dostupnost okolo roku 2040. Při projektování těchto reaktorů se vychází ze zkušeností získaných z předchozích generací jaderných reaktorů, ale půjde především o nové typy a koncepce, které se v jaderné energetice nevyužívají. Především se zlepšuje úroveň bezpečnosti, která dále omezí požadavky na ochranná opatření v okolí v případě havárie. Musí produkovat pouze minimum odpadů a dále snížit či vyloučit možnost zneužití pro šíření jaderných zbraní. Dalším důležitým kritériem je ekonomika provozu jaderné elektrárny a její konkurenceschopnost s ostatními zdroji.

4. JADERNÁ ELEKTRÁRNA AP 1000 WESTINGHOUSE [11, 12, 17]

AP 1000 je odvozen z menšího AP 600, který byl jako jeden z prvních reaktorů generace III. Společnost Westinghouse prezentuje za obrovskou výhodu modulární způsob výstavby. Modulární výstavbou se rozumí, že elektrárna je budována jako stavebnice z dílů, vyrobených jinde, pomocí jeřábů, což šetří čas a peníze, jelikož jednotlivé kusy je možné vyrábět souběžně. Paradoxem je, že regulátoři vytkli společnosti Westinghouse právě modulární způsob bezpečnosti, konkrétně u ochranného pouzdra reaktoru, kde podle nich zvyšuje riziko porušení těsnosti. Proto se Westinghouse setkal s problémy při udělování licencí ve Velké Británii a ve Spojených státech.

První čtyři bloky elektrárny AP1000 jsou stavěny v Sanmenu – Čína obr. 4.1. Vyrobila ji společnost Doosan Heavy Industries & Construction v Jižní Koreji. Po instalaci prvního bloku bude podrobena testování nutnému před zahájením provozu v roce 2013. Zbýlé tři bloky budou uvedeny do provozu v roce 2014 a 2015.

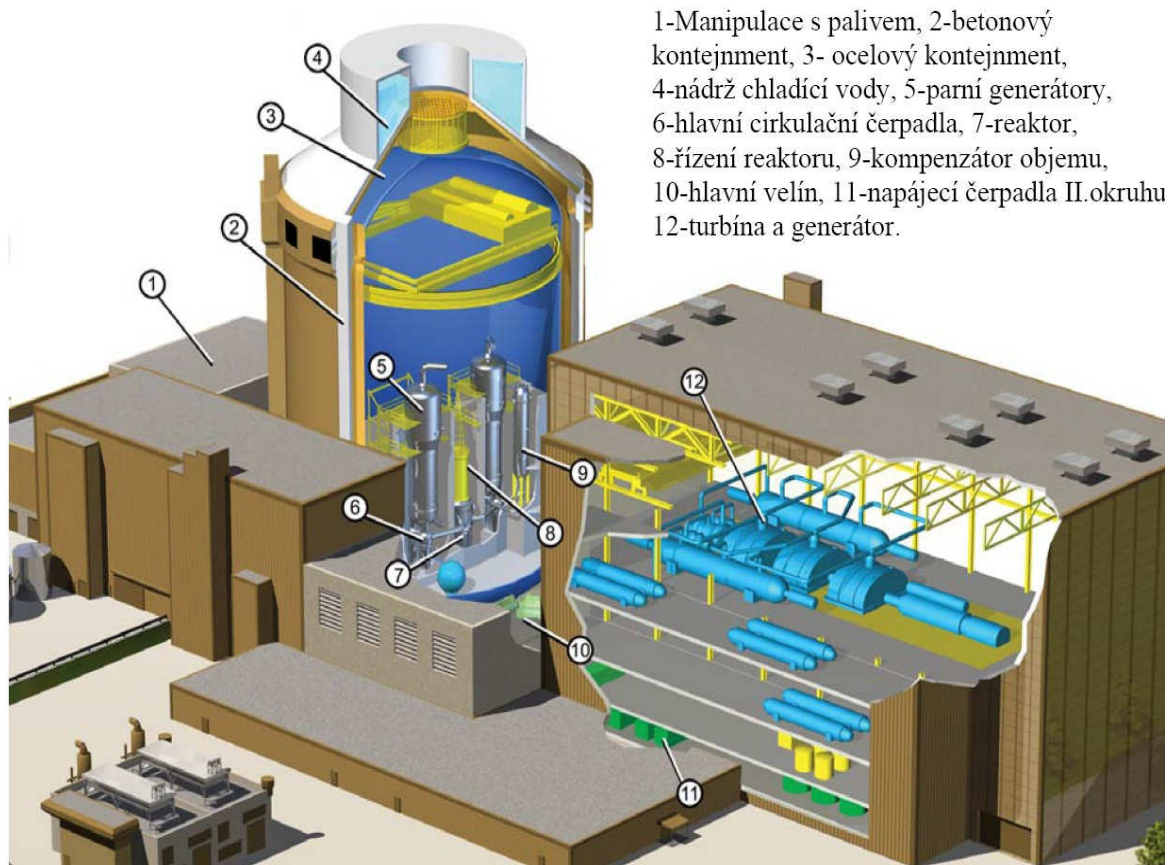


Obr. 4.1 Modulární výstavba v Sanmenu [12]

Bezpečnostní systémy projektu AP 1000 se dělí na aktivní a pasivní bezpečnostní systémy.

Tab. 4.1 Technické údaje jaderné elektrárny AP 1000 [11]

<u>Jaderná elektrárna</u>	AP 1000	Jednotka
Tepelný výkon jaderné elektrárny	3415	[MWt]
Instalovaný výkon	1117	[MWe]
Účinnost JE	32,7	[%]
Projektová životnost	60	[let]
<u>Primární okruh</u>		
Počet smyček	2	[1]
Tlak páry v parogenerátoru	7,8	[MPa]
Tlak v primárním okruhu	16,2	[MPa]
Teplota na vstupu do reaktoru	298,5	[°C]
Teplota na výstupu z reaktoru	330,7	[°C]
Počet palivových souborů	157	[1]
Počet regulačních tyčí	53	[1]
Počet absorpčních tyčí	16	[1]
Palivový cyklus	18	[měsíců]
<u>Sekundární okruh</u>		
Počet turbogenerátorů	1	[1]
Počet dílů turbíny	1	vysokotlaký
	3	nízkotlaké
Otáčky	1500	[ot min ⁻¹]



Obr. 4.2 Konceptní uspořádání jaderné elektrárny Westinghouse AP 1000 [11, 12]

4.1 Aktivní bezpečnostní systémy [11]

Aktivní bezpečnostní systémy jsou v projektu AP 1000 klasifikovány jako systémy, které se nepodílejí na řešení havarijních stavů. Tento systém je klasifikován jako systém pro normální provoz a je řízen pomocí kvalifikovaných operátorů. Do pole působnosti aktivních bezpečnostních systémů dále patří zajištění bezpečnosti, při přechodových jevech a méně významných událostech dle stupnice INES (INES – The International Nuclear Event Scale). Tyto systémy jsou konstruovány a provozovány tak, že nevyžadují tak časté kontroly, není nutná častá údržba a testování. Údržba je možná i během provozu.

Příklady aktivních bezpečnostních systémů

- systém normálního doplňování primárního okruhu
- systém odvodu zbytkového tepla při normálním provozu
- systém pro kontrolu obsahu vodíku v kontejmentu
- pomocné systémy napájecí vody

- absorpční tyče šedé a černé pro řízení reaktivity za normálního provozu
- klimatizace, ventilace, vytápění

Pro případ havárie, kdy není k dispozici elektrická energie vyrobená v jaderné elektrárně, jsou tyto systémy zálohovány diesel-generátory či akumulacími bateriemi.

4.2 Pasivní bezpečnostní systémy [11]

Pasivní bezpečnostní systémy jsou bezpečnostní systémy, které jsou nezávislé na vnitřních a vnějších zdrojích elektrické energie a na činnosti člověka. Je to její největší výhoda, která zároveň významně snižuje pravděpodobnost vzniku havárií díky tomu, že nemůže dojít k selhání funkce systému či selhání člověka. Při těžkých haváriích není nutný zásah operátora, aby elektrárnu bezpečně odstavil po dobu 72 hodin. Avšak u těchto systémů existuje určitá závislost na aktivních systémech. Jedná se o armatury, které uvádějí do chodu pasivní systémy. Tyto armatury jsou konstruovány tak, aby se aktivovaly v případě ztráty vlastní energie či v případě přijetí signálu vyžadující jejich aktivování.

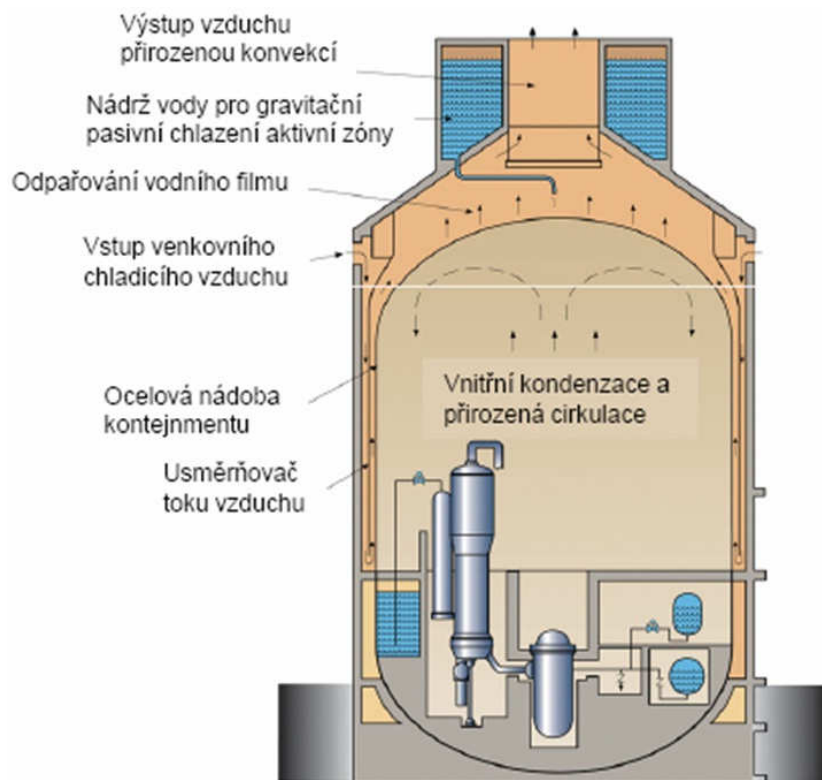
Tyto bezpečnostní systémy zároveň přinesly zjednodušený design a tím úsporu oproti standardnímu tlakovodnímu reaktoru. Nainstalováno je o 50 % méně bezpečnostních ventilů, o 35 % méně čerpadel, o 80 % méně vzduchotechniky a potrubí, o 70 % méně kabeláže pro účely řízení a o 45 % menší zastavěný prostor.

Příklady pasivních bezpečnostních systémů

- pasivní systém chlazení aktivní zóny
- hermetičnost kontejmentu
- pasivní systém chlazení kontejmentu

Pasivní systém chlazení aktivní zóny plní dvě hlavní funkce

- bezpečné chlazení aktivní zóny
- zajištění odvodu zbytkového tepla z reaktoru



Obr. 4.3 Systém pasivního chlazení kontejnmentu AP1000 [17]

4.3 Havárie typu LOCA [11]

Havárií typu LOCA se rozumí, že v případě prasknutí větve primárního okruhu dojde k náhlému poklesu tlaku potrubí. Zároveň začne chladicí médium z prasklé větve primárního okruhu unikat, což má za následek nedostatečné chlazení jaderného reaktoru.

Projekt AP 1000 řeší havárii typu LOCA skrze pasivní systém chlazení aktivní zóny. V návrhu reaktoru AP 1000 je obsaženo několik prvků zvyšující výrobu energie a zároveň bezpečnost pracovníků jako:

- osmnáctiměsíční palivový cyklus vedoucí k vyšší dostupnosti a nižším celkovým nákladům na palivo
- výrazně nižší požadavky na údržbu, montáž lešení, testování a inspekce
- menší vystavení záření a menší množství odpadu z elektrárny
- projekt s garantovanou šedesátiletou životností

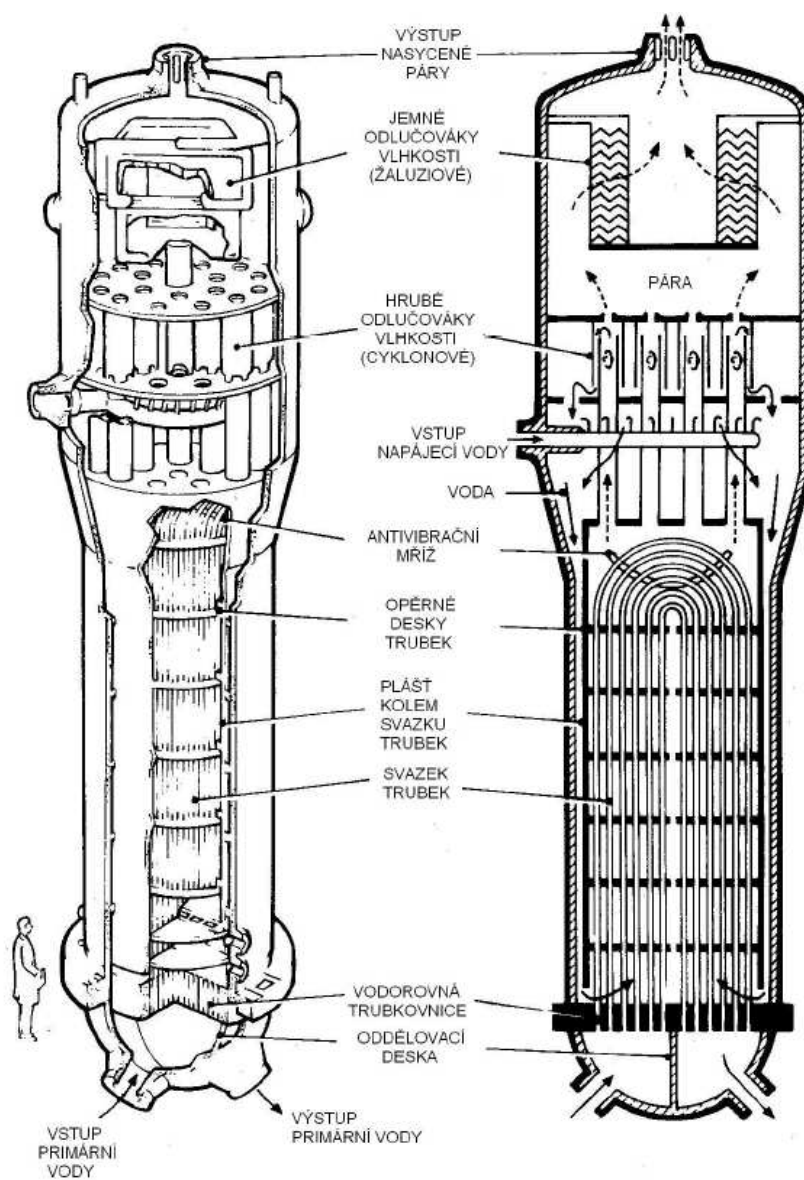
5. SVISLÝ PAROGENERÁTOR AP 1000 [1, 2, 3, 11, 13]

Svislé parní generátory se vyrábějí převážně v USA a západní Evropě. Výhodou je menší zastavěná půdorysná plocha a proto menší těleso kontejmentu. Hlavními výrobci svislých parogenerátorů je americká firma Westinghouse a Korejská firma Doosan Heavy Industries & Construction.

Svislý parní generátor AP 1000 firmy Westinghouse je navržen na základě předcházejících modelů této firmy. Aby nedocházelo k poškození lopatek turbíny, je nutné mít na výstupu z parogenerátoru co nejmenší vlhkost páry. Z těchto důvodů parogenerátor obsahuje zdokonalené primární a sekundární odlučovače páry, které zajišťují, že pára na výstupu má menší vlhkost, než 0,2%. Princip fungování separátorů je popsán v kapitole 8.

Diplomová práce se zabývá parogenerátorem konstrukčně proveden se svazkem U trubek vycházejících ze spodní části parogenerátoru. Primární voda proudí uvnitř trubek a sekundární voda v mezitrubkovém prostoru, čili v tělese parogenerátoru. U-trubky musí být z nerezových ocelí nebo vysoce z legovaných nikl-chromových slitin, proto jsem volil austeniticko chromniklovou nerezovou ocel 08Ch18N10T. Vlastnosti tohoto materiálu jsou popsány v kapitole 11.

Parogenerátor je tepelný výměník, ve kterém primární okruh předává sekundární straně parogenerátoru (tedy v mezikruhovém prostoru na vnějším povrchu teplosměnných trubek) tepelnou energii a dochází tak k varu vody a intenzivnímu vývinu páry, který stoupá přirozeným oběhem vzhůru. Celý svazek trubek je ponořen pod hladinou sekundární vody, která je již v horní rozšířené části parního generátoru. Parovodní směs vstupuje do vícestupňového separačního procesu, který se nachází nad svazkem teplosměnných trubek.



Obr. 5.1 Svislý parní generátor AP 1000 [13]

6. TEPELNÝ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU

Tepelný výpočet byl proveden na základě těchto literatur [4], [5], [13], [14], [15].

Výsledky z tepelného výpočtu jsou dále použity v hydraulickém a v pevnostním výpočtu.

Zadané hodnoty

$Q_{JE} = 3415$	[MWt]	Tepelný výkon jaderné elektrárny
$Q_E = 1117$	[MWe]	Elektrický výkon
$G_{PG} = 1927,78$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Parní výkon parního generátoru
$p_s = 7,8$	[MPa]	Tlak syté páry
$p_1 = 16,2$	[MPa]	Tlak v I. okruhu
$t_{I1} = 330,7$	[°C]	Teplota chladiva v I. okruhu na vstupu
$t_{I2} = 298,5$	[°C]	Teplota chladiva v I. okruhu na výstupu

Tepelný výkon parního generátoru

$$Q_{PG} = \frac{Q_{JE}}{n_{sm}} [MW] \quad (6.1)$$

$$Q_{PG} = \frac{3415}{2} = 1707,5 [MW]$$

kde n_{sm} [1] – počet smyček primárního okruhu, $n_{sm} = 2$ [1]

Střední teplota primárního média

Tato teplota je nutná k určení tepelných charakteristik a je důležitou součástí při výpočtu přestupu tepla mezi primárním médiem a teplosměnnou trubicí.

$$t_{stř} = \frac{t_{I1} + t_{I2}}{2} [°C] \quad (6.2)$$

$$t_{stř} = \frac{330,7 + 298,5}{2} = 314,6 [°C]$$

Charakteristiky primárního média při jeho střední teplotě a tlaku 16,2 MPa

(hodnoty jsou určeny pomocí programu EES)

Hustota	$\rho = 695,6$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 53,48 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Měrný objem	$v = 0,001438$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
Dynamická viskozita	$\eta = 8,302 \cdot 10^{-5}$	$[\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}]$
Kinematická viskozita	$\nu = 1,194 \cdot 10^{-7}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
Prandtlovo kritérium	$\text{Pr} = 0,9407$	[1]

Entalpie primárního média (hodnoty jsou určeny pomocí programu EES)

Entalpie primárního média – vstup	$i_{11} = 1520$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie primárního média – výstup	$i_{12} = 1329$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Entalpie sekundárního média

Entalpie syté kapaliny	$i' = 1267$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie syté páry	$i'' = 2927$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie napájecí vody ($t_{\text{NV}} = 240^\circ\text{C}$)	$i_{\text{nv}} = 1138$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Počet teplosměnných trubek a celková průtočná plocha

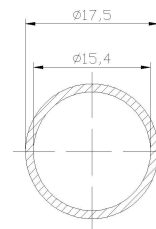
Pro stanovení počtů trubek a celkovou průtočnou plochu je nutné si zvolit materiál a velikost trubek. Teplosměnnou plochu tvoří trubky $\varnothing 17,5 \times 1,05$ mm, které jsou z materiálu 08Ch18N10T.

Zvolené parametry

Střední rychlost proudění primárního média (teoretická) $w_v = 4,9 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1} \text{]}$

Vnitřní průměr trubky $d_2 \text{ [mm]} = 15,4 \text{ [mm]}$

Vnější průměr trubky $d_1 \text{ [mm]} = 17,5 \text{ [mm]}$



Hmotnostní tok primárního média

$$\dot{m}_I = \frac{Q_{PG}}{(i_{I1} - i_{I2}) \cdot \eta_{PG}} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{]} \quad (6.3)$$

$$\dot{m}_I = \frac{1707,5 \cdot 10^{-3}}{(1520 - 1329) \cdot 0,98} = 9122,24 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{]}$$

kde $\eta_{PG} \text{ [1]}$ - účinnost parního generátoru $\eta_{PG} = 0,98 \text{ [1]}$

Celková teoretická průtočná plocha

$$S = \frac{\dot{m}_I}{w_v \cdot \rho} \text{ [m}^2 \text{]} \quad (6.4)$$

$$S = \frac{9122,24}{4,9 \cdot 695,6} = 2,68 \text{ [m}^2 \text{]}$$

Průtočná plocha jedné trubky

$$S = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \text{ [m}^2 \text{]} \quad (6.5)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,0154^2}{4} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2 \text{]}$$

Teoretický počet trubek

$$n = \frac{S}{S_{tr}} [1] \quad (6.6)$$

$$n = \frac{2,68}{1,9 \cdot 10^{-4}} = 14376 [1]$$

Skutečný počet trubek

Od vypočteného teoretického množství trubek se v praxi zvyšuje počet potrubí o 10%. Bere se v potaz tolerance přesnosti součinitelů prostupu tepla, dále vliv usazenin vznikajících během provozu na přenos tepla, ale především se vytváří rezerva na zaslepování poškozených trubek během provozu.

$$n_{tr} = n \cdot 1,1 [1] \quad (6.7)$$

$$n_{tr} = 14376 \cdot 1,1 = 15814 [1]$$

Celková skutečná průtočná plocha

$$S_C = S_{tr} \cdot n_{tr} [m^2] \quad (6.8)$$

$$S_C = 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot 15813 = 2,9 [m^2]$$

Skutečná rychlost proudění primárního média

$$w = \frac{\dot{m}_I}{S_C \cdot \rho} [m \cdot s^{-1}] \quad (6.9)$$

$$w = \frac{9122,24}{2,9 \cdot 695,6} = 4,45 [m \cdot s^{-1}]$$

6.1 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky

Součinitel přestupu tepla je určen na základě kritériálních rovnic. Před výpočtem součinitele přestupu tepla je zapotřebí určit Reynoldsovo číslo. Charakteristický rozměr je v tomto případě vnitřní průměr trubky. Velikost Reynoldsova čísla nám určuje, zda se jedná o proudění laminární ($Re < 2320$) nebo turbulentní ($Re > 10^4$) a také slouží pro výběr příslušného vzorce Nusseltova kritéria.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d_2}{\nu} [1] \quad (6.10)$$

$$Re = \frac{4,45 \cdot 0,0154}{1,194 \cdot 10^{-7}} = 574539,36 [1]$$

Reynoldsovo číslo je větší než 10^4 , tudíž se jedná o turbulentní proudění.

Teoretická střední teplota stěny trubky

$$t_{trp} = \frac{t_{stř} + t_s}{2} [^{\circ}C] \quad (6.11)$$

$$t_{trp} = \frac{314,6 + 293,2}{2} = 303,9 [^{\circ}C]$$

kde $t_s [^{\circ}C]$ – teplota syté páry v závislosti na tlaku $p_s = 7,8 \text{ MPa}$ $t_s = 293,2 [^{\circ}C]$

Nusseltovo kritérium

Pro výpočet Nusseltova kritéria se musí stanovit Prandlovo kritérium, které se zjišťuje v závislosti na středních teplotách primárního média a stěny trubky.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{tr}} \right)^{0,25} [1] \quad (6.12)$$

$$Nu = 0,021 \cdot 574539,36^{0,8} \cdot 0,9407^{0,43} \cdot \left(\frac{0,9407}{0,8892} \right)^{0,25} = 840,18 [1]$$

kde $Pr [1]$ – Prandlovo kritérium pro střední teplotu primárního média

$$t_{stř} = 314,6 [^{\circ}\text{C}], Pr = 0,9407 [1]$$

$Pr_{tr} [1]$ – Prandlovo kritérium pro střední teplotu stěny trubky $t_{trp} = 303,9$

$$[^{\circ}\text{C}]$$

$$Pr_{tr} = 0,8892 [1]$$

6.2 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky

$$\alpha_1 = Nu \cdot \frac{\lambda}{d_2} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (6.13)$$

$$\alpha_1 = 840,18 \cdot \frac{0,5348}{0,0154} = 29177,14 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

6.3 Součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně sekundárního média je nutné znát hustotu tepelného toku q . Jeho hodnota se nejprve volí a po následujících výpočtech je provedena zpětná kontrola voleného tepelného toku. Pokud se odhad liší o více než 1% což je toleranční mez, je potřeba provést iteraci až do momentu kdy dosáhne požadované přesnosti.

Volba hustoty tepelného toku

Volím hustotu tepelného toku iterační metodou.

$$q_v = 130000 [W \cdot m^{-2}]$$

Součinitel přestupu tepla

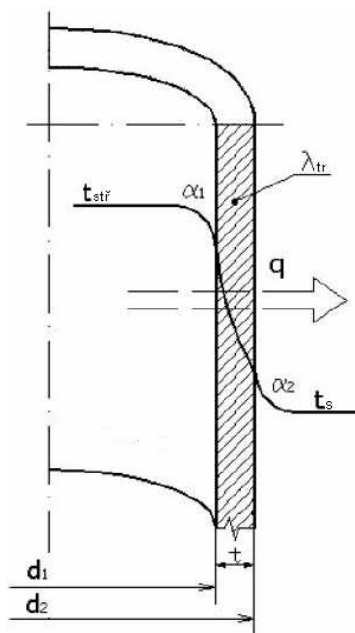
$$\alpha_2 = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (T - 373)} \cdot q_v^{0,7} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (6.14)$$

$$\alpha_2 = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (566,35 - 373)} \cdot 130000^{0,7} = 35607,8 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

kde $T [K]$ – teplota syté páry při daném tlaku $p_s = 7,8 \text{ MPa}$ $T = 566,35 [K]$

6.4 Součinitel přestupu tepla

Prostup tepla probíhá postupně konvekcí na vnitřní ploše trubky, kondukcí stěnou trubky o tepelné vodivost λ_{tr} a tloušťce t a konvekcí na vnější ploše trubky.



Obr. 6.1 průběh teploty napříč stěny trubky [13]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (6.15)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{29177,14} \cdot \frac{0,0175}{0,0154} + \frac{0,0175}{2 \cdot 18,69} \cdot \ln \frac{0,0175}{0,0154} + \frac{1}{35607,8}} = 7881,6 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

kde $\lambda_{tr} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ – součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky, pro materiál

trubky 08Ch18N10T je $\lambda_{tr} = 18,69 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

Střední logaritmická teplota

Teplotní rozdíl mezi I. a II. médiem na vstupu

$$\Delta t_1 = t_{I1} - t_s [^{\circ}C] \quad (6.16)$$

$$\Delta t_1 = 330,7 - 293,2 = 37,5 [^{\circ}C]$$

Teplotní rozdíl mezi I. a II. médiem na výstupu

$$\Delta t_2 = t_{I2} - t_s [^{\circ}\text{C}] \quad (6.17)$$

$$\Delta t_2 = 298,5 - 293,2 = 5,3 [^{\circ}\text{C}]$$

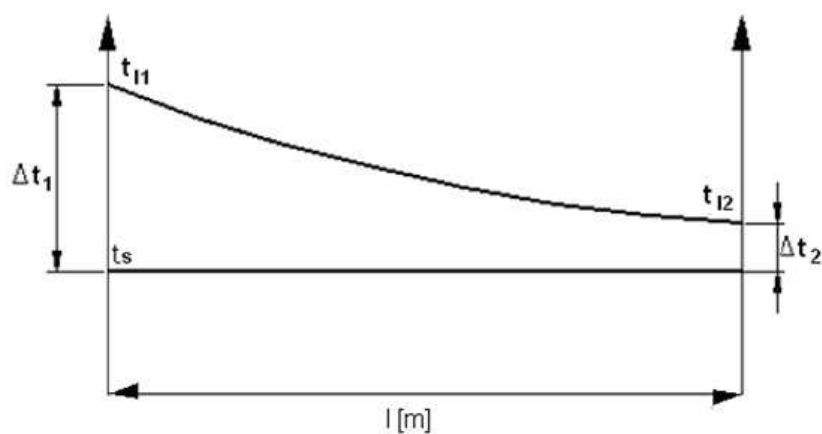
Hodnota středního logaritmického teplotního spádu

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} [^{\circ}\text{C}] \quad (6.18)$$

$$\Delta t_{\ln} = \frac{37,5 - 5,3}{\ln \frac{37,5}{5,3}} = 16,46 [^{\circ}\text{C}]$$

Schématické znázornění průběhu teplot v primárním a sekundárním okruhu parního generátoru:

Dolní úsečka znázorňuje teplotu parovodní směsi v tělese parního generátoru. Horní křivka představuje průběh teploty primární média po délce parního generátoru.



Obr. 6.2 průběh teplot I. a II. médiem [13]

Zpětná kontrola tepelného toku

Zde je provedena kontrola dříve navržené hodnoty hustoty tepelného toku.

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{ln}} [W \cdot m^{-2}] \quad (6.19)$$

$$q = 7881,6 \cdot 16,46 = 129706,1 [W \cdot m^{-2}]$$

Zjištění odchylky tepelného toku

$$\Delta q = \left| \frac{q_v - q}{q} \right| \cdot 100 [\%] \quad (6.20)$$

$$\Delta q = \left| \frac{130000 - 129706,1}{129706,1} \right| \cdot 100 = 0,227 [\%]$$

Odchylka je menší než 1%, tudíž vyhovuje požadované mezi.

Kontrola navržené teploty stěny

Teplo sdělené 1m stěny trubky

$$q_l = q \cdot d_2 \cdot \pi [W \cdot m^{-1}] \quad (6.21)$$

$$q_l = 129706,1 \cdot 0,0154 \cdot 3,14 = 6272,07 [W \cdot m^{-1}]$$

Povrchová teplota stěny trubky na straně I. média

$$t_{\text{trI}} = t_{\text{stř}} - \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} [^{\circ}\text{C}] \quad (6.22)$$

$$t_{\text{trI}} = 314,6 - \frac{6272,07}{3,14} \cdot \frac{1}{29177,16 \cdot 0,0175} = 310,69 [^{\circ}\text{C}]$$

Povrchová teplota stěny trubky na straně II. média

$$t_{trII} = t_s - \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} [^{\circ}C] \quad (6.23)$$

$$t_{trII} = 293,2 - \frac{6272,07}{3,14} \cdot \frac{1}{35607,8 \cdot 0,0154} = 289,56 [^{\circ}C]$$

Střední teplota stěny trubky

$$t_{trSt} = \frac{t_{trI} + t_{trII}}{2} [^{\circ}C] \quad (6.24)$$

$$t_{trSt} = \frac{310,69 + 289,56}{2} = 300,12 [^{\circ}C]$$

Relativní chyba volené hodnoty střední teploty stěny trubky

$$\Delta t_{trRel} = \left| \frac{t_{trp} - t_{trSt}}{t_{trSt}} \right| \cdot 100 [\%] \quad (6.25)$$

$$\Delta t_{trRel} = \left| \frac{303,9 - 300,12}{300,12} \right| \cdot 100 = 1,26 [\%]$$

Odklon je přijatelný

6.5 Výpočet teplosměnné plochy a střední délky trubky

Celková teplosměnná plocha

$$S_t = \frac{Q_{PG}}{q} [m^2] \quad (6.26)$$

$$S_t = \frac{1707,5 \cdot 10^6}{129706,1} = 13164,4 [m^2]$$

Celková délka trubek parního generátoru

$$L = \frac{S_t}{\pi \cdot d_1} [m] \quad (6.27)$$

$$L = \frac{13164,4}{3,14 \cdot 0,0175} = 239570,1 [m]$$

Střední délka trubky

$$L_{str} = \frac{L}{n_{tr}} [m] \quad (6.28)$$

$$L_{str} = \frac{239570,1}{15813} = 15,15 [m]$$

6.6 Parní a tepelný výkon parního generátoru

Výparné teplo

$$l_v = i'' - i' [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (6.29)$$

$$l_v = 2927 - 1267 = 1660 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Parní výkon parního generátoru při teplotě napájecí vody 240 °C

$$G = \frac{Q_{PG}}{l_v + 1,01 \cdot (i' - i_{NV})} [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.30)$$

$$G = \frac{1707,5 \cdot 10^3}{1660 + 1,01 \cdot (1267 - 1138)} = 953,76 [kg \cdot s^{-1}]$$

Vypočítaný tepelný výkon

$$Q_{PGvyp} = G \cdot (i'' - i_{NV}) [kW] \quad (6.31)$$

$$Q_{PGvyp} = 953,76 \cdot (2927 - 1138) = 1706269,65 [kW]$$

Kontrola vypočteného tepelného výkonu vzhledem k zadanému

$$\Delta Q_{PGrel} = \left| \frac{Q_{PG} - Q_{PGvyp}}{Q_{PGvyp}} \right| \cdot 100 [\%] \quad (6.32)$$

$$\Delta Q_{PGrel} = \left| \frac{1707,5 \cdot 10^3 - 1706269,65}{1706269,65} \right| \cdot 100 = 0,0721 [\%]$$

Odchylka mezi zadaným a vypočítaným tepelným výkonem je malá a vyhovuje požadované přesnosti.

7. VÝPOČET TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY ROZDĚLENÉ NA PÁSMA

Výpočet tepelného zařízení na úseky je proveden z důvodu ověření přesnosti a zjištění odchylek od výpočtů z předešlých podkapitolách.

Při výpočtu jednotlivých úseků vycházím ze dvou základních parametrů:

a) průtočné množství primárního média \dot{m}_I je konstantní ve všech úsecích

$$\dot{m}_I = 9122,24 \left[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right]$$

b) teplota napájecí vody t_{NV} je konstantní ve všech úsecích

$$t_{NV} = 240 \left[^\circ\text{C} \right]$$

Teplosměnná plocha svislého parního generátoru je rozdělena na 8 úseků. Vstupní a výstupní teploty chladiva má v každém úseku teplotní rozdíl $4,025^\circ\text{C}$.

$$t = t_{I1} - t_{I2} \tag{7.1}$$

$$t = 330,7 - 398,5$$

$$t = 32,2 \left[^\circ\text{C} \right]$$

$$t_{pasm} = t / 8$$

$$t_{pasm} = 4,025 \left[^\circ\text{C} \right]$$

Pro výpočet byl použit program Microsoft Excel a EES.

V následujících tabulkách je znázorněn celý výpočet tepelného zařízení.

Tab. č. 7.1 Výpočet tepelného zatížení

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota I. média na vstupu do úseku	t_{I1}	tepelný výpočet	$^{\circ}\text{C}$
Teplota I. média na výstupu z úseku	t_{I2}	tepelný výpočet	$^{\circ}\text{C}$
Teplotní rozdíl	Δt	$t_{I1}-t_{I2}$	$^{\circ}\text{C}$
Množství I. média	m_I	tepelný výpočet	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Střední teplota I. média v úseku	t_{str}	$(t_{I1}+t_{I2})/2$	$^{\circ}\text{C}$
Entalpie I. média na vstupu do úseku	i_1	EES	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Entalpie I. média na výstupu z úseku	i_2	EES	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Tepelný výkon úseku	Q	$m_I(i_1-i_2)\eta_{\text{PG}}$	MW
Teplota napájecí vody	t_{NV}	240	$^{\circ}\text{C}$
Entalpie napájecí vody $p_s=7,8\text{ MPa}$	i_{NV}	EES	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Teplota syté páry $p_s=7,8\text{ MPa}$	t_s	EES	$^{\circ}\text{C}$
Výparné teplo	l_v	$i_1''-i_1'$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Vnější průměr trubky	d_1	tepelný výpočet	m
Vnitřní průměr trubky	d_2	tepelný výpočet	m

Tab. č. 7.2 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 1	úsek 2	úsek 3	úsek 4
Teplota I. média na vstupu do úseku	330,7	326,675	322,65	318,625
Teplota I. média na výstupu z úseku	326,675	322,65	318,625	314,6
Teplotní rozdíl	4,025			
Průtok I. média parogenerátorem	9122,24			
Střední teplota I. média v úseku	328,6875	324,6625	320,6375	316,6125
Entalpie I. média na vstupu do úseku	1520	1494	1468	1443
Entalpie I. média na výstupu z úseku	1494	1468	1443	1420
Tepelný výkon úseku	232,4346	232,4346	223,4948	205,6152
Teplota napájecí vody	240			
Entalpie napájecí vody $p_s = 7,8 \text{ MPa}$	1138			
Teplota syté kapaliny $p_s = 7,8 \text{ MPa}$	286			
Výparné teplo	1660			
Vnější průměr trubky	0,0175			
Vnitřní průměr trubky	0,0154			

Tab. č. 7.3 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 5	úsek 6	úsek 7	úsek 8
Teplota I. média na vstupu do úseku	314,6	310,575	306,55	302,525
Teplota I. média na výstupu z úseku	310,575	306,55	302,525	298,5
Teplotní rozdíl	4,025			
Průtok I. média parogenerátorem	9122,24			
Střední teplota I. média v úseku	312,5875	308,5625	304,5375	300,5125
Entalpie I. média na vstupu do úseku	1420	1396	1373	1351
Entalpie I. média na výstupu z úseku	1396	1373	1351	1329
Tepelný výkon úseku	214,555	205,6152	196,6754	196,6754
Teplota napájecí vody	240			
Entalpie napájecí vody $p_s = 7,8$ MPa	1138			
Teplota syté kapal. $p_s = 7,8$ MPa	286			
Výparné teplo	1660			
Vnější průměr trubky	0,0175			
Vnitřní průměr trubky	0,0154			

Tab. č. 7.4 Výpočet tepelného zatížení

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Entalpie syté kapaliny $p_s = 7,8 \text{ MPa}$, $t = 286^\circ\text{C}$	i'	EES	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Parní výkon úseku	G	$\frac{Q}{l_v + 1,01 \cdot (i' - i_{NV})}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Měrný objem I. média $p_I = 16,2 \text{ MPa}$, $t = t_{stř}$	\bar{v}	EES	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
Plocha průřezu trubek	S_C	tepelný výpočet	m^2
Střední rychlost I. média v úseku	\bar{w}	$\frac{\dot{m}_I \cdot v}{S_v}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita při střední teplotě $t = t_{stř}$	ν	EES	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re	$\frac{w \cdot d_i}{\nu}$	1
Součinitel tepelné vodivosti při střední teplotě $t = t_{stř}$	λ	EES	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Teplota stěny	t_{st}	$\frac{t_{dř} + t_s}{2}$	$^\circ\text{C}$
Prandtlovo číslo $t = t_{st}$	Pr_{st}	EES	1
Pradtlovo číslo $t = t_{stř}$	Pr	EES	1
Nusseltovo číslo	Nu	$0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}$	1
Součinitel přestupu tepla mezi I. médii a trubicí	α_1	$\frac{Nu \cdot \lambda}{d_2}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
Předpokládaný střední tepelný tok	q	odhad	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$

Tab. č. 7.5 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 1	úsek 2	úsek 3	úsek 4
Entalpie syté kapaliny $p_s = 7,8 \text{ MPa}; t = 286 \text{ °C}$	1267			
Parní výkon úseku	129,8307	129,8307	124,8372	114,8502
Měrný objem I. média $p_I = 16,2 \text{ MPa}; t = 286 \text{ °C}$	0,001541	0,001513	0,001487	0,001464
Plocha průřezu trubek	2,9			
Střední rychlost I. média v úseku	4,775	4,688	4,608	4,536
Kinematická viskozita při střední teplotě $t = t_{stř}$	$1,194 \cdot 10^7$			
Reynoldsovo číslo	615860,0	604669,8	594278,9	585087,0
Součinitel tepelné vodivosti při střední teplotě $t = t_{stř}$	0,4961	0,5057	0,515	0,524
Teplota stěny	307,3438	305,3313	303,3188	301,3063
Prandtlovo číslo $t = t_{st}$	0,9283	0,9178	0,9081	0,8993
Prandtlovo číslo $t = t_{stř}$	1,102	1,05	1,008	0,9745
Nusseltovo číslo	980,4149	936,6545	900,1202	870,2956
Součinitel přestupu tepla mezi I. médiem a trubicí	27793,36	27066,64	26489,25	26059,14
Předpokládaný střední tepelný tok	408487	351814	314598	283852

Tab. č. 7.6 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 5	úsek 6	úsek 7	úsek 8
Entalpie syté kapaliny $p_s = 7,8 \text{ MPa}$; $t = 286 \text{ °C}$	1267			
Parní výkon úseku	119,8437	114,8502	109,8567	109,8567
Měrný objem I. média $p_I = 16,2 \text{ MPa}$; $t = 286 \text{ °C}$	0,001443	0,001423	0,001405	0,001388
Plocha průřezu trubek	2,9			
Střední rychlost I. média v úseku	4,471	4,409	4,354	4,301
Kinematická viskozita při střední teplotě $t = t_{stř}$	$1,194 \cdot 10^7$			
Reynoldsovo číslo	576694,3	568701,4	561507,7	554713,6
Součinitel tepelné vodivosti při střední teplotě $t = t_{stř}$	0,5328	0,5412	0,5494	0,5572
Teplota stěny	299,2938	297,2813	295,2688	293,2563
Prandtlovo číslo $t = t_{st}$	0,8911	0,8837	0,8768	0,8705
Prandtlovo číslo $t = t_{stř}$	0,9467	0,9236	0,9042	0,8878
Nusseltovo číslo	844,9731	822,9799	804,1996	787,6853
Součinitel přestupu tepla mezi I. médiem a trubicí	25725,81	25451,24	25247,27	25079,9
Předpokládaný střední tepelný tok	244815	210852	208516	169580

Tab. č. 7.7 Výpočet tepelného zatížení

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí	α_2	$\frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (t_s - 100)} \cdot q^{0,7}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- vstup	Δt_1	$t_{I1} - t_s$	$^{\circ}\text{C}$
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- výstup	Δt_2	$t_{I2} - t_s$	$^{\circ}\text{C}$
Střední logaritmický tepelný spád	Δt_{\log}	$\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel prostupu tepla z teplonositele do par. směsi	k	$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_{st}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Střední tepelný tok stěnou	q_v	$k \cdot \Delta t_{\log}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
Střední teplota stěny trubky	t_{str}	$t_{str} - q_v \cdot \frac{1}{\alpha_1}$	$^{\circ}\text{C}$
Výpočtová plocha úseku	S_v	$\frac{Q}{q_v}$	m^2
Výpočtová délka trubky v úseku	L_{str}	$\frac{S_v}{n \cdot \pi \cdot d_1}$	m

Tab. č. 7.8 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 1	úsek 2	úsek 3	úsek 4
Součinitel přestupu tepla mezi trubkou a parovodní směsí	92474,51	81361,16	73529,55	66904,51
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- vstup	23,36	21,34	21,34	21,34
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- výstup	19,33	17,32	15,31	13,29
Střední logaritmický tepelný spád	21,28035	19,26121	18,15802	17,00231
Součinitel prostupu tepla z teplonositele do par. směsi	8964,829	8762,561	8595,045	8445,884
Střední tepelný tok stěnou	190774,7	168777,5	156069	143599,6
Střední teplota stěny trubky	321,8235	318,4269	314,7457	311,102
Výpočtová plocha úseku	1218,372	1377,165	1432,025	1472,365
Výpočtová délka trubky v úseku	1,542332	1,743347	1,812794	1,86386

Tab. č. 7.9 Výpočet tepelného zatížení

	úsek 5	úsek 6	úsek 7	úsek 8
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí	59013,27	52026,43	50548,67	42848,42
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- vstup	15,31	13,29	11,28	9,27
Rozdíl teplot mezi I. a II. médiem- výstup	11,28	9,27	7,26	5,24
Střední logaritmický tepelný spád	13,19157	11,16054	9,121216	7,066218
Součinitel prostupu tepla z teplonositele do par. směsi	11479,91	11128,31	11015,21	10566,46
Střední tepelný tok stěnou	151438	124198	100472,1	74664,91
Střední teplota stěny trubky	306,7009	303,6827	300,558	297,5354
Výpočtová plocha úseku	1416,785	1655,543	1957,512	2634,107
Výpočtová délka trubky v úseku	1,793501	1,743347	1,812794	1,86386

Porovnání hodnot:

Tab. č. 7.10 Výpočet tepelného zatížení

Název veličiny	Označení	Jednotka	Úseky	Výpočet	Odchylka
Celková teplosměnná plocha	S_t	m^2	13163,88	13164,38	0,50
Celková délka střední trubky	L_{str}	m^2	14,18	15,15	0,97

Z tabulky č. 7.10 můžeme vyčíst, že výpočty jsou provedeny s minimální odchylkou.

8. SEPARACE PÁRY SVISLÉHO PAROGENERÁTORU AP1000 [1, 2, 3]

Zařízení jménem separátory, slouží k odloučení kapiček vody rozptýlených v parovodní směsi. Separační prostor se nachází nad svazkem teplosměnných trubek, v horní rozšířené válcové části svislého parního generátoru. U parních generátorů s U trubkami je směs bohatá na vodu, a proto se zde instalují dva typy odlučovačů. Mokrá pára vystupující z hladiny se zbavuje nejprve hrubé vlhkosti v cyklónových separátorech a zbývající vlhkosti při průchodu žaluziovými separátory tak, aby bylo dosaženo přípustné maximální vlhkosti páry před turbínou 0,25%.

Separace páry je prováděna především z hlediska hospodárnosti provozu. Mezi nejvýznamnější se řadí zvyšování účinnosti parní turbíny a snižování erozivního opotřebení turbínových lopatek.

Separátory použité u svislého parního generátoru jaderné elektrárny AP100:

- Cyklonový separátor
- Žaluziový separátor

Požadavky kladené na separátory:

Hrubá separace

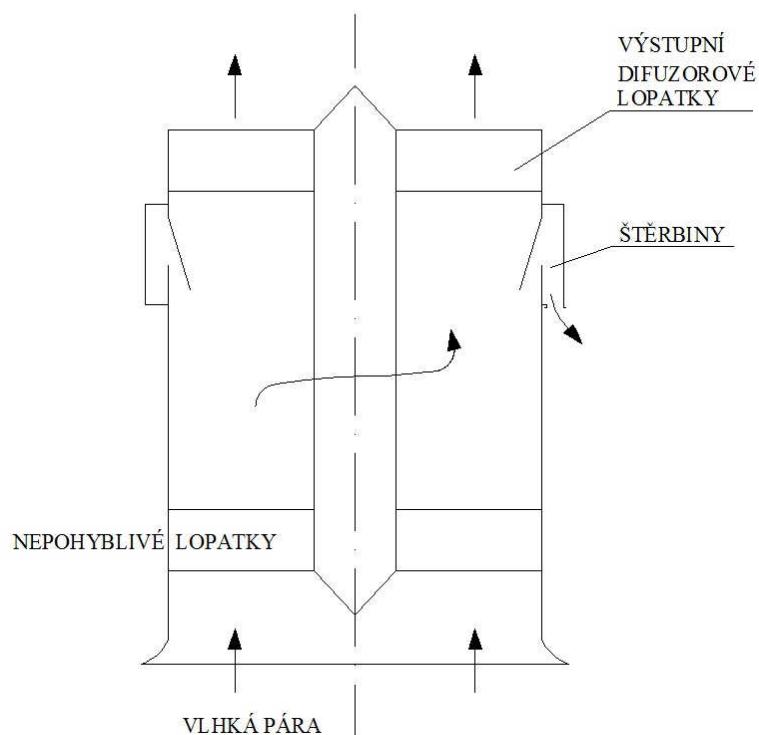
- minimální množství páry ve vratné vodě
- malá tlaková ztráta, pro minimální ovlivnění přirozené cirkulace
- malá vlhkost páry na výstupu

Jemná separace

- minimální výstupní vlhkost páry
- malá tlaková ztráta páry procházející soustavou žaluzií
- snadný odvod odloučené vody bez možnosti zahlcení prostoru mezi žaluziemi.

8.1 Cyklonový separátor

Cyklonový separátor je zobrazen na obr. 8.1. Na vstupu je proudící parovodní směs uvedena do rotace vhodným tvarem nepohyblivých lopatek, což má za následek, že těžší vodní kapičky ve směsi se odstředivou silou odloučí na obvodu cyklónu a štěrbinami se odvedou. Proudění by mělo být plynulé a bez rázů. Lehčí pára pokračuje vzhůru ve směru osy cyklónu přes výstupní difuzorové lopatky, v nichž se část kinetické energie páry využije k přeměně v tlakovou energii. Na výstupu se dosahuje vlhkosti okolo 1%. Nevýhodou je, že cyklonový separátor má značnou tlakovou ztrátu.



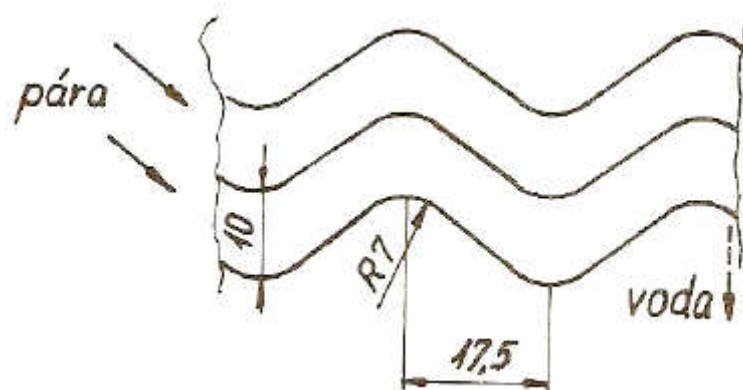
Obr. 8.1 Princip cyklónového separátoru [2]

8.2 Žaluziový separátor

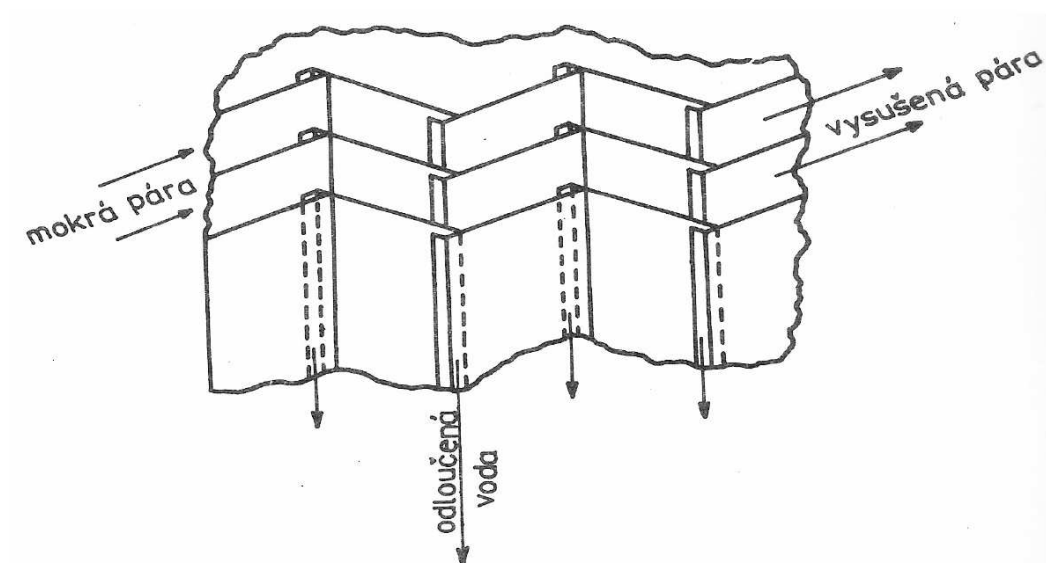
Žaluziový separátor (sušiče) je tvořen vertikálně orientovanými plechy s maximálním sklonem 30° . Plechy žaluziových separátorů tvoří kruhové oblouky (obr. 8.2) nebo z rovných plechů s malou změnou průtoku (obr. 8.3). Mokrá pára žaluziovým separátorem protéká a neustále mění směr. Při těchto mírných změnách směru se z páry odlučuje voda, takže se na plechu žaluziového separátoru vytváří vodní film, který stéká kolmo dolů na směr průtoku páry, a k jejímu odvádění napomáhají žlábkové, které se nacházejí na okrajích žaluzií.

Účinnost těchto separátorů v malé míře závisí na průtoku páry, na obsahu vlhkosti v páře a disperzi vodních kapek. Závisí na konstrukci samotného zařízení.

Pracovní rychlost se volí 0,2 až 0,7 z kritické rychlosti.



Obr. 8.2 Schéma žaluziového separátoru s kruhovými oblouky [1]



Obr. 8.3 Schéma žaluziového separátoru s hranatými plechy [2]

9. NÁVRH DVOUSTUPŇOVÉ SEPARACE PÁRY

Návrh dvoustupňové separace páry byl proveden na základě těchto literatur [2], [3], [4], [5], [6].

Zadané parametry a hodnoty použité z tepelného výpočtu a konstrukčního návrhu

- Vnitřní průměr nádoby PG	$D_v = 5380$	[mm]
- Vnitřní průměr separátoru	$D_h = 330$	[mm]
- Tlak syté páry	$p_s = 7,8$	[MPa]
- Teplota syté páry	$t_s = 293,2$	[°C]
- Parní výkon	$G = 1927,7$	[kg·s ⁻¹]
- Parní výkon převedený	$G = 6939720$	[kg·h ⁻¹]

Další parametry vyhledány pomocí programu EES se zadaných parametrů syté páry $p_s = 7,8$ [MPa] a teplotě syté páry $t_s = 286$ [°C]

Hustota syté kapaliny	$\rho' = 741,1$	[kg·m ⁻³]
Měrný objem syté kapaliny	$v' = 0,00135$	[m ³ ·kg ⁻¹]
Hustota syté páry	$\rho'' = 34,52$	[kg·m ⁻³]
Měrný objem syté páry	$v'' = 0,02897$	[m ³ ·kg ⁻¹]

Plocha hladiny v parním generátoru

$$S_{pg} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad (9.1)$$

$$S_{pg} = \frac{\pi \cdot 5,38^2}{4}$$

$$S_{pg} = 22,72 [m^2]$$

Parní zatížení hladiny

$$N_h = \frac{G}{\rho' \cdot S_{pg}} \quad (9.2)$$

$$N_h = \frac{6939720}{34,52 \cdot 22,72}$$
$$N_h = 8847,83 \left[m^3 \cdot m^{-2} \cdot h^{-1} \right]$$

Jedná-li se o velké parní zatížení, je nutné brát v potaz kvalitu páry. Proto je nutno volit dvoustupňovou separaci a to hrubou a jemnou.

9.1 Výpočet hrubé separace

Jako hrubý separátor, tedy první separační stupeň je použit cyklonový separátor. Princip popsán v kapitole 8.

U cyklonového separátoru je nutné si zvolit parní výkon. Volím $N_c = 116000 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$.

Množství separátorů instalovaných v parogenerátoru

$$n_s = \frac{G}{N_c} \quad (9.3)$$

$$n_s = \frac{6939720}{116000}$$
$$n_s = 59,83 \text{ [ks]}$$

Počet separátorů hrubé separace je 60 ks, a to z důvodu plného využití prostoru parního generátoru.

Množství syté páry procházející jedním separátorem

$$M_{ps} = \frac{G}{n_s} \cdot \frac{1}{3600} \quad (9.4)$$

$$M_{ps} = \frac{6939720}{60} \cdot \frac{1}{3600}$$
$$M_{ps} = 32,13 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Kritická rychlost

Kritická rychlost by měla být vždy větší než rychlost proudění, aby se předešlo strhávání vodního filmu ze stěn separátoru a k jeho únosu ze separátoru.

Pro kritickou rychlost smývání vodních filmů se udává několik vzorců. Nejjednodušší vzorec je Ramzinův.

Kritická rychlost

$$w_{kr} = 740 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p}{\rho'' \cdot g}} \quad (9.5)$$

$$w_{kr} = 740 \cdot \sqrt{\frac{0,0175}{34,52 \cdot 9,81}}$$
$$w_{kr} = 5,31 [m \cdot s^{-1}]$$

Povrchové napětí

$$\sigma_p = 0,00714 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho' - \rho''}{1000} \right)^4 \quad (9.6)$$

$$\sigma_p = 0,00714 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{741,1 - 34,52}{1000} \right)^4$$
$$\sigma_p = 0,0175 [MPa]$$

Obvodová rychlost na vnitřním průměru separátoru

$$u_n = \frac{\Phi \cdot M_{ps} \cdot v''}{D_h^2} \quad (9.7)$$

$$u_n = \frac{1 \cdot 32,13 \cdot 0,02897}{0,33^2}$$
$$u_n = 8,55 [m \cdot s^{-1}]$$

kde $\Phi [1]$ – rychlostní parametr, který je získán z monogramu lit. [5] $\Phi = 1 [1]$

Tlaková ztráta separátoru

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{u_n^2}{2} \cdot \rho'' \quad (9.8)$$

$$\Delta p = 12 \cdot \frac{8,55^2}{2} \cdot 34,52$$

$$\Delta p = 15131 [Pa]$$

kde ξ [1] – odporový součinitel použit z literatury [5] $\xi = 12$ [1]

9.2 Výpočet jemné separace

Jako jemný separátor, tedy druhý stupeň separace je použit žaluziový separátor. Princip popsán v kapitole 8.

Základní parametry pro výpočet jemné separace jsou odečteny z konstrukčního návrhu

- Výška žaluzií $h_z = 0,9$ [m]
- Rozteč žaluzií $t_z = 0,02$ [m]
- Rozvinutá šířka žaluzií $b = 0,23$ [m]
- Úhel zakřivení $\alpha = 48$ [°]
- Vstupní vlhkost $(1-x) = 10 [\%] \Rightarrow x = 90 [\%]$

Kritická rychlost

Kritickou rychlost udává Kutateladzeho kritérium pro vertikální žaluzie.

Kutateladzeho kritérium

$$Ku = K - 1,69 \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,56} \cdot \left(\frac{h_z \cdot t_z}{b} \right)^{0,25} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad (9.9)$$

$$Ku = 2,5 - 1,69 \cdot \left(\frac{1-0,9}{0,9} \right)^{0,56} \cdot \left(\frac{0,9 \cdot 0,02}{0,23} \right)^{0,25} \cdot \frac{1}{\cos 48^\circ}$$

$$Ku = 2,91 [1]$$

kde $K [1]$ – parametr charakterizující zatížení $K = 2,5 [1]$

Kritická rychlost

$$w_{kr} = \frac{Ku \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma_p \cdot (\rho' - \rho'')}}{\sqrt{\rho''}} \quad (9.10)$$

$$w_{kr} = \frac{2,9 \cdot \sqrt[4]{9,81 \cdot 0,0175 \cdot (741,1 - 34,52)}}{\sqrt{34,52}}$$

$$w_{kr} = 5,1 [m \cdot s^{-1}]$$

Doporučená vstupní rychlost páry ze separátoru

Počítá se z důvodu, aby nedošlo ke strhávání vodního filmu z žaluzií.

$$w_d = (0,2 \sim 0,7) \cdot w_{kr} \quad (9.11)$$

$$w_d = 0,2 \cdot 5,1$$

$$w_d = 1,02 [m \cdot s^{-1}]$$

Průtočná plocha žaluziového separátoru

$$S_z = \frac{G_{PG} \cdot v''}{w_d} \quad (9.12)$$

$$S_z = \frac{953,76 \cdot 0,02897}{1,02}$$

$$S_z = 27,1 [m^2]$$

Z důvodu velké průtočné plochy navrhuji, aby odlučování probíhalo ve dvou stupních.

Rychlost páry na vstupu do separátoru

$$w_p = \frac{G}{S_z \cdot \rho''} \quad (9.13)$$

$$w_p = \frac{860,15}{24,4 \cdot 34,52}$$
$$w_p = 1,02 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Průtočná plocha 1. stupně

$$S_{z1} = e_1 \cdot 2 \cdot h_z \cdot n \quad (9.14)$$

$$S_{z1} = 0,9 \cdot 2 \cdot 0,9 \cdot 8$$
$$S_{z1} = 12,96 \left[m^2 \right]$$

kde e_1 [m] – šířka žaluziové kazety $e_1 = 0,9$ [m]
 n [1] – počet žaluziových kazet $n = 8$ [1]

Průtočná plocha 2. stupně

$$S_{z2} = S_z - S_{z1} \quad (9.15)$$

$$S_{z2} = 27,1 - 12,96$$
$$S_{z2} = 14,14 \left[m^2 \right]$$

Hydraulický výpočet separátoru:

$$\Delta p_z = \xi_z \cdot \rho \cdot \frac{w_p^2}{2} \quad (9.16)$$

$$\Delta p_z = 9,78 \cdot 45,59 \cdot \frac{1,02^2}{2}$$
$$\Delta p_z = 115,83 \left[Pa \right]$$

kde ξ_z [1] – koeficient odporu žaluzie dle literatury [5] $\xi_z = 9,78$ [1]

ρ [kg·m⁻³] – hustota vstupující mokré páry $x = 0,9$ a $p_s = 7,8$ [MPa],

$$\rho = 45,59 \text{ [kg·m}^{-3}\text{]}$$

Tlak páry za žaluziemi

$$p_z = p_s - \Delta p_z \tag{9.17}$$

$$p_z = 7,8 - 0,000116$$

$$p_z = 7,7999 \text{ [Pa]}$$

Tlaková ztráta za žaluziemi je zanedbatelná, tlak za separátorem je nezměněný.

10. HYDRAULICKÝ VÝPOČET PRIMÁRNÍHO OKRUHU

Hydraulický výpočet primárního okruhu byl proveden na základě těchto literatur [2, 7, 8]

Hydraulický výpočet spočívá ve stanovení jednotlivých hydraulických ztrát při proudění teplosmilete pro střední řadu teplosměnných trubek.

Pro výpočet je nutné převzít hodnoty z tepelného výpočtu

- Celková skutečná průtočná plocha trubek	$S_C = 3,2$	$[m^2]$
- Rychlost proudění I. média	$w = 652$	$[m \cdot s^{-1}]$
- Hustota I. média při t_{II}	$\rho_{II} = 7,623 \cdot 10^{-5}$	$[kg \cdot m^{-3}]$
- Kinetická viskozita při t_{II}	$\nu_{II} = 1,169 \cdot 10^{-7}$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
- Množství primárního média	$\dot{m}_I = 9122,24$	$[kg \cdot s^{-1}]$

Z konstrukčního návrhu jsou odečteny tyto hodnoty

- Střední délka trubky	$L_{tr} = 12,41$	$[m]$
- Délka kolektoru pro střední řadu trubek	$L_k = 11,13$	$[m]$
- Rozšířený průměr dna	$d_{rk} = 1,32$	$[m]$
- Vnitřní průměr kolektoru	$d_k = 0,9$	$[m]$
- Vnitřní průměr příváděcího potrubí	$d_p = 0,9$	$[m]$

Rozdělení hydraulických ztrát

Ztráta v koleně potrubí	Δp_k	$[Pa]$
Ztráta v potrubí přívádějící médium do tepelného kolektoru	Δp_p	$[Pa]$
Ztráta rozšířením dnem	Δp_{kr}	$[Pa]$
Ztráta v tepelném kolektoru	Δp_{tk}	$[Pa]$
Ztráta na vstupu do střední řady trubek	Δp_{str}	$[Pa]$

Ztráta prouděním média v trubkách	Δp_m [Pa]
Ztráta změnou směru proudu	Δp_{zp} [Pa]
Ztráta na výstupu z trubek	Δp_{vtr} [Pa]
Ztráta ve studeném kolektoru	Δp_{sk} [Pa]
Ztráta v odváděcím potrubí	Δp_{op} [Pa]

10.1 Stanovení jednotlivých ztrát

10.1.1 Hydraulická ztráta v koleně potrubí

Průřez potrubí

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (10.1)$$

$$S_p = \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4}$$

$$S_p = 0,64 [m^2]$$

Střední rychlost proudění na vstupu do kolena

$$w_p = \frac{\dot{m}_l}{S_p \cdot \rho_{l1}} \quad (10.2)$$

$$w_p = \frac{9122,24}{0,64 \cdot 652}$$

$$w_p = 22 [m \cdot s^{-1}]$$

Tlaková ztráta v koleně

$$\Delta p_k = \xi_k \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{l1} \quad (10.3)$$

$$\Delta p_k = 1,3 \cdot \frac{22^2}{2} \cdot 652$$

$$\Delta p_k = 205191,3 [Pa]$$

kde $\xi_k [1]$ – koeficient odporu $\xi_k = 1,3 [1]$

10.1.2 Hydraulická ztráta v potrubí přivádějící médium do tepelného kolektoru

Pro daný stav má Reynoldsovo číslo hodnotu

$$Re_{tk} = \frac{w_p \cdot d_p}{\nu_{l1}} \quad (10.4)$$

$$Re_{tk} = \frac{22 \cdot 0,9}{1,169 \cdot 10^{-7}}$$

$$Re_{tk} = 1,69 \cdot 10^8 [1]$$

Použitím Korakova vzorce pro $Re > 10^5$ a pro hladké stěny vypočítáme:

Součinitel tření potrubí

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re_{tk} - 1,5)^2} \quad (10.5)$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log(1,69 \cdot 10^8) - 1,5)^2}$$

$$\lambda = 0,01 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Tlaková ztráta v potrubí

$$\Delta p_p = \lambda \cdot \frac{L_k}{d_p} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{l1} \quad (10.6)$$

$$\Delta p_p = 0,01 \cdot \frac{12,43}{0,9} \cdot \frac{22^2}{2} \cdot 652$$

$$\Delta p_p = 12301,36 [Pa]$$

10.1.3 Hydraulická ztráta v tepelném kolektoru

Průřez rozšířeného kolektoru

$$S_{tk} = \frac{\pi \cdot d_{rk}^2}{4} \quad (10.7)$$

$$S_{tk} = \frac{3,14 \cdot 1,32^2}{4}$$

$$S_{tk} = 1,37 [m^2]$$

Rychlost proudění média v kolektoru

$$w_{tk} = \frac{m_I}{S_{tk} \cdot \rho_{I1}} \quad (10.8)$$

$$w_{tk} = \frac{9122,24}{1,37 \cdot 652}$$

$$w_{tk} = 10,23 [m \cdot s^{-1}]$$

Koeficient odporu

$$A = 0,8 - 0,015 \cdot \frac{\frac{L_k}{2}}{d_{rk}} \quad (10.9)$$

$$A = 0,8 - 0,015 \cdot \frac{\frac{12,43}{2}}{1,32}$$

$$A = 0,729 [1]$$

Tlaková ztráta v tepelném kolektoru

$$\Delta p_{tk} = A \cdot \frac{w_{rk}^2}{2} \cdot \rho_{I1} \quad (10.10)$$

$$\Delta p_{tk} = 0,729 \cdot \frac{10,23^2}{2} \cdot 652$$

$$\Delta p_{tk} = 24879,45 [Pa]$$

10.1.4 Hydraulická ztráta kuželovým rozšířením kanálu

Koeficient odporu

$$\xi_{kr} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_p^2}{d_{rk}^2} \right) \quad (10.11)$$

$$\xi_{kr} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{0,9^2}{1,32^2} \right)$$

$$\xi_{kr} = 0,27$$

Tlaková ztráta

$$\Delta p_{kr} = \xi_{kr} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{l1} \quad (10.12)$$

$$\Delta p_{kr} = 0,27 \cdot \frac{22^2}{2} \cdot 652$$

$$\Delta p_{kr} = 42231,84 [Pa]$$

10.1.5 Hydraulická ztráta na vstupu do střední řady trubek

Střední rychlost na vstupu do střední řady trubek

$$w_{str} = \frac{\dot{m}_I}{S_C \cdot \rho_{l1}} \quad (10.13)$$

$$w_{str} = \frac{9122,24}{3,2 \cdot 652}$$

$$w_{str} = 4,36 [m \cdot s^{-1}]$$

Tlaková ztráta na vstupu do střední řady trubek

$$\Delta p_{str} = \xi_{str} \cdot \frac{w_{str}^2}{2} \cdot \rho_{l1} \quad (10.14)$$

$$\Delta p_{str} = 0,8 \cdot \frac{4,36^2}{2} \cdot 652$$

$$\Delta p_{str} = 4949,5 [Pa]$$

kde $\xi_{\text{str}} [1]$ – koeficient odporu $\xi_{\text{str}} = 0,8 [1]$

10.1.6 Hydraulická ztráta prouděním média v trubkách

Střední rychlost v trubkách

$$w_m = \frac{\dot{m}_I}{S_C \cdot \rho} \quad (10.15)$$

$$w_m = \frac{9122,24}{3,2 \cdot 695,6}$$

$$w_m = 4,08 [m \cdot s^{-1}]$$

kde $\rho [kg \cdot m^{-3}]$ – hustota pro střední teplotu primárního média $t_{\text{stř}} = 314,6 [^{\circ}C]$

$$\rho = 695,6 [kg \cdot m^{-3}]$$

Součinitel tření se určí dle Lessova vzorce. Jeho platnost je omezená v závislosti na velikosti Reynoldsova čísla $Re_m < 10^7$.

Reynoldsovo číslo

$$Re_m = \frac{w_m \cdot d_2}{\nu_{I1}} \quad (10.16)$$

$$Re_m = \frac{4,08 \cdot 0,0154}{1,19 \cdot 10^{-7}}$$

$$Re_m = 5,266 \cdot 10^5 [1]$$

kde $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ – kinetická viskozita pro teplotu primárního média $t_{\text{stř}} = 314,6$

$$[^{\circ}C], \nu = 1,19 \cdot 10^{-7} [m^2 \cdot s^{-1}]$$

$$d_2 [m] \text{ – vnitřní průměr trubky} \quad d_2 = 0,0154 [m]$$

$Re < Re_m$ Vyhovuje podmínce

Součinitel tření

$$\lambda_T = 0,00714 + 0,06104 \cdot (\text{Re}_m)^{-0,35} \quad (10.17)$$

$$\lambda_T = 0,00714 + 0,06104 \cdot (526661,08)^{-0,35}$$

$$\lambda_T = 0,0077 [Pa]$$

Tlaková ztráta prouděním v trubkách

$$\Delta p_m = \lambda_T \cdot \frac{L_k}{d_2} \cdot \frac{w_m^2}{2} \cdot \rho \quad (10.18)$$

$$\Delta p_m = 0,0077 \cdot \frac{12,43}{0,0154} \cdot \frac{4,08^2}{2} \cdot 695,6$$

$$\Delta p_m = 36260,57 [Pa]$$

10.1.7 Hydraulická ztráta změnou směru proudu

Ztrátový součinitel

$$\xi_{zp} = A \cdot B \cdot C \quad (10.19)$$

$$\xi_{zp} = 0,03 \cdot 1,4 \cdot 1$$

$$\xi_{zp} = 0,042 [1]$$

kde A, B, C [1] – Výpočtové koeficienty

Pro tento případ mají výpočtové koeficienty tyto hodnoty

$$A = f\left(\frac{R}{d}\right) = 0,03$$

$$B = f(\alpha) = 1,4$$

$$C = 1$$

Tlaková ztráta změnou proudu

$$\Delta p_{zp} = \xi_{zp} \cdot \frac{w_m^2}{2} \cdot \rho \quad (10.20)$$

$$\Delta p_{zp} = 0,042 \cdot \frac{4,08^2}{2} \cdot 695,6$$

$$\Delta p_{zp} = 243,56 [Pa]$$

10.1.8 Hydraulická ztráta na výstupu z trubek

Médium I. okruhu má na výstupu z trubek teplotu $t_{I2} = 298,5 [^{\circ}C]$. Pro tuto teplotu je z programu EES stanovena hustota $\rho_{výs} = 730,9 [kg \cdot m^{-3}]$.

Rychlost na výstupu z trubek

$$w_{vtr} = \frac{\dot{m}_I}{S_C \cdot \rho_{výs}} \quad (10.21)$$

$$w_{vtr} = \frac{9122,24}{3,2 \cdot 730,9}$$

$$w_{vtr} = 3,89 [m \cdot s^{-1}]$$

Tlaková ztráta na výstupu z trubek

$$\Delta p_{vtr} = \xi_{tr} \cdot \frac{w_{vtr}^2}{2} \cdot \rho_{výs} \quad (10.22)$$

$$\Delta p_{vtr} = 1,1 \cdot \frac{3,89^2}{2} \cdot 730,9$$

$$\Delta p_{vtr} = 6070,91 [Pa]$$

kde $\xi_{tr} [1]$ – koeficient odporu $\xi_{tr} = 1,1 [1]$

10.1.9 Hydraulická ztráta ve studeném kolektoru

Plocha mezikruží v kolektoru

$$S_m = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{rk}^2 - d_k^2) \quad (10.23)$$

$$S_m = \frac{3,14}{4} \cdot (1,32^2 - 0,9^2)$$

$$S_m = 0,73 [m^2]$$

Střední rychlost ve studeném kolektoru

$$w_{sk} = \frac{\dot{m}_I}{S_m \cdot \rho_{výs}} \quad (10.24)$$

$$w_{sk} = \frac{9122,24}{0,73 \cdot 730,9}$$

$$w_{sk} = 17,05 [m \cdot s^{-1}]$$

Koeficient odporu

$$A = 2,5 + 0,025 \cdot \frac{\frac{L_k}{2}}{\frac{d_{rk} + d_k}{2}} \quad (10.25)$$

$$A = 2,5 + 0,025 \cdot \frac{\frac{12,43}{2}}{\frac{1,32 + 0,9}{2}}$$

$$A = 2,64 [1]$$

Tlaková ztráta ve studeném kolektoru

$$\Delta p_{sk} = A \cdot \frac{w_{sk}^2}{2} \cdot \rho_{vys} \quad (10.26)$$

$$\Delta p_{sk} = 2,64 \cdot \frac{17,05^2}{2} \cdot 730,9$$

$$\Delta p_{sk} = 280524,61 [Pa]$$

10.2 Hydraulická ztráta v odváděcím potrubí

Střední rychlost v odváděcím potrubí

$$w_{op} = \frac{\dot{m}_I}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{rk} + d_k}{2} \right)^2 \cdot \rho_{vys}} \quad (10.27)$$

$$w_{op} = \frac{9122,24}{\frac{3,14}{4} \cdot \left(\frac{1,32 + 0,9}{2} \right)^2 \cdot 730,9}$$

$$w_{op} = 12,9 [m \cdot s^{-1}]$$

Průřez přírodního potrubí

$$S_{op} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (10.28)$$

$$S_{op} = \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4}$$

$$S_{op} = 0,64 [m^2]$$

Koeficient odporu

$$\xi_{op} = \left(1 - \frac{S_{op}}{S_m} \right)^2 \quad (10.29)$$

$$\xi_{op} = \left(1 - \frac{0,64}{0,73} \right)^2$$

$$\xi_{op} = 0,0172$$

Tlaková ztráta v odváděcím potrubí

$$\Delta p_{op} = \xi_{op} \cdot \frac{w_{op}^2}{2} \cdot \rho_{vys} \quad (10.30)$$

$$\Delta p_{op} = 0,0172 \cdot \frac{12,9^2}{2} \cdot 730,9$$

$$\Delta p_{op} = 1048,68 [Pa]$$

10.3 Celková hydraulická ztráta

$$\Delta p_c = \Delta p_k + \Delta p_p + \Delta p_{tk} + \Delta p_{kr} + \Delta p_{str} + \Delta p_m + \Delta p_{zp} + \Delta p_{vtr} + \Delta p_{sk} + \Delta p_{op} \quad (10.31)$$

$$\Delta p_c = 205191,3 + 84368,4 + 24879,45 + 42231,84 + 4949,5 + 36260,57$$

$$+ 243,56 + 6070,91 + 280524,61 + 1048,68$$

$$\Delta p_c = 613701,77 [Pa]$$

Tab. 10.1 Vypočtené hydraulické ztráty

ZTRÁTA	HODNOTA	JEDNOTKA
Δp_k	205191,30	Pa
Δp_p	12301,36	Pa
Δp_{tk}	24879,45	Pa
Δp_{kr}	42231,84	Pa
Δp_{str}	4949,50	Pa
Δp_m	36260,57	Pa
Δp_{zp}	243,56	Pa
Δp_{vtr}	6070,91	Pa
Δp_{sk}	280524,61	Pa
Δp_{op}	1048,68	Pa

Můžeme z tab. 10.1 vyčíst, že největší hydraulické ztráty se nacházejí v koleně potrubí Δp_k a ve studeném kolektoru Δp_{sk} . Výpočet byl proveden zjednodušeně pro střední řadu teplosměnných trubek.

11.MATERIÁLY PARNÍCH GENERÁTORŮ [7, 9, 23, 24]

Problematickým místem z hlediska koroze, je u svislých parních generátorů na sekundární straně vnější povrch trubek (těsně nad trubkovnicí). V těchto místech dochází k usazování kalů z oxidů železa, které jsou obsaženy v sekundární vodě. Koncentrace oxidů železa se zvyšuje zejména při vypařování a s rostoucí teplotou klesá její rozpustnost ve vodě. Na trubkovnici a na nejspodnější části trubky dochází k usazování. Tento kal odvádět dluhem při tak velkém množství trubek je prakticky nemožné. V těchto průlinách a pórech kalů dochází k vypařování vody a tím vzniká další množství koncentrací všech příměsí, zejména alkalií a anionů chlóru. Anion chlóru je obzvlášť korosivně nebezpečný pro austeniticky nerezové oceli při jejich tlakovém namáhání. U svislých parních generátorů s vodorovnou trubkovnicí se nepoužívají austeniticko nerezové oceli, ale drahé niklové slity, jako jsou např. Inconel 600, Incology 800, Inconel 690. Avšak u parních generátorů, u nichž teplosměnné trubky vycházejí ze svislých kolektorů, nedochází k usazování kalů na svislých stěnách kolektorů, a proto je možné zvolit lacinější austeniticky nerezovou ocel třídy 08Ch18N10T.

V diplomové práci jsem zvolil materiál trubek 08Ch18N10T. Chemické složení můžeme vidět v tab. 11.1.

08Ch18N10T - Austenitická chromniklová nerezová ocel. Celkově má vynikající odolnost proti korozi zvláště proti atmosférické a půdní korozi. Lze ji velmi dobře vyleštit na vysoký lesk. Má vynikající tažnost za studena. Svařitelnost je dobrá. Obrobitelnost ztížená, protože za studena zpevňuje. Dlouhodobě ji lze vystavit teplotám do 350°C.

Tab. 11.1 Chemické složení austenitické chromniklové nerezové oceli [24]

Označení materiálu	% C	% Si	% Mn	%P	% S	% Cr	% Mo	% Ni	% Ti
	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.
08Ch18N10T	0,07	1	2	0,045	0,03	17 - 19	-	8,5 -10,5	-

22K – mírně modifikovaná varianta oceli s přísadou molybdenu a vanadu, chemické složení můžeme vidět v tab. 11.2.

Tab. 11.2 Chemické složení oceli s přísadou molybdenu a vanadu [9]

Označení materiálu	% C	% Si	% Mn	%P	% S	% Cr	% Mo	% Ni	% Ti	% V
	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.
22K	0,21	0,3	0,9	-	-	0,3	0,11	0,42	-	0,03

kde C [%] – množství uhlíku

Si [%] – množství křemíku

Mn [%] – množství manganu

P [%] – množství fosforu

S [%] – množství síry

Cr [%] – množství chromu

Mo [%] – množství molybdenu

Ni [%] – množství niklu

Ti [%] – množství titanu

V [%] – množství vanadu

12. PEVNOSTNÍ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU

Pevnostní výpočet parního generátoru byl proveden na základě těchto literatur [9, 10, 16]

Pevnostní výpočet parního generátoru byl prováděn současně s konstrukčním návrhem. Navržené rozměry hlavních částí parního generátoru byly na základě pevnostního výpočtu upraveny a zkontrolovány. V případě, kdy pevnostní výpočet nevycházel z důvodu nedostatečného rozměru, byl konstrukční návrh upraven a početně překontrolován.

Pro pevnostní výpočet je nutné znát charakteristiku materiálů, které jsou uvedeny v tab. 12.1

Tab. 12.1 Materiály hlavních částí parního generátoru

Část konstrukce	Materiál	R _m [MPa]	R _e [MPa]
Teplosměnné trubky Kolektor, víko kolektoru	08Ch18N10T	490	185-345
Eliptické dno Plášť parogenerátoru	22K	412	186-345

12.1 Pevnostní kontrola trubky

Hodnoty převzaty z tepelného výpočtu

- Vnější průměr trubky $d_1 = 0,0175$ [m]
- Tloušťka stěny trubky $t = 0,0021$ [m]
- Tlak v primárním okruhu $p_I = 16,2$ [MPa]
- Tlak v sekundárním okruhu $p_S = 7,8$ [MPa]

Výpočtový přetlak

$$p = p_l - p_s \quad (12.1)$$

$$p = 16,2 - 7,8$$

$$p = 8,4 [MPa]$$

Dovolené minimální napětí

$$\sigma_{D\min} = \frac{Re}{k_k} \quad (12.2)$$

$$\sigma_{D\min} = \frac{185}{1,5}$$

$$\sigma_{D\min} = 123,33 [MPa]$$

kde $k_k [1]$ – součinitel bezpečnosti pro danou mez kluzu $k_k = 1,5 [1]$

Výpočtová tloušťka stěny trubky:

$$s_{tr} = \frac{p \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{D\min} + p} + c \quad (12.3)$$

$$s_{tr} = \frac{8,4 \cdot 0,0175}{2 \cdot 123,33 + 8,4} + 0,0005$$

$$s_{tr} = 0,001076 [m]$$

kde $c [1]$ – koeficient zeslabení stěny účinkem koroze či ohybem

$$c = 0,0005 [1]$$

Dovolené napětí materiálu v tahu

Dovolené napětí materiálu v tahu při teplotě zkoušky $t_z = 20 \text{ °C}$ je $Re_z = 220 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{Dt,z} = \frac{Re_z}{k_k} \quad (12.4)$$

$$\sigma_{Dt,z} = \frac{220}{1,5}$$

$$\sigma_{Dt,z} = 146,67 [MPa]$$

Dovolené napětí materiálu v tahu pro teplotu primárního média na vstupu $t_{II} = 330,7$ °C je $Re_d = 170$ MPa.

$$\sigma_{Dt,d} = \frac{Re_d}{k_k} \quad (12.5)$$

$$\sigma_{Dt,d} = \frac{175}{1,5}$$

$$\sigma_{Dt,d} = 116,67 [MPa]$$

Zvýšený tlak

Pro hydraulickou zkoušku se požaduje zvýšený tlak

$$p_h = 1,25 \cdot p \cdot \frac{\sigma_{Dt,z}}{\sigma_{Dt,d}} \quad (12.6)$$

$$p_h = 1,25 \cdot 8,4 \cdot \frac{146,67}{116,67}$$

$$p_h = 13,2 [MPa]$$

Tloušťka stěny pro hydraulickou zkoušku

$$s_h = \frac{p_h \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{Dmin} + p_h} + c \quad (12.7)$$

$$s_h = \frac{13,2 \cdot 0,0175}{2 \cdot 123,33 + 13,2} + 0,0005$$

$$s_h = 0,00139 [m]$$

Vypočítaná tloušťka stěny vyhovuje vypočítané pevnostní kontrole. Při konstrukčním návrhu volím tloušťku $t = 2,1$ [mm].

12.2 Dno nádoby parního generátoru

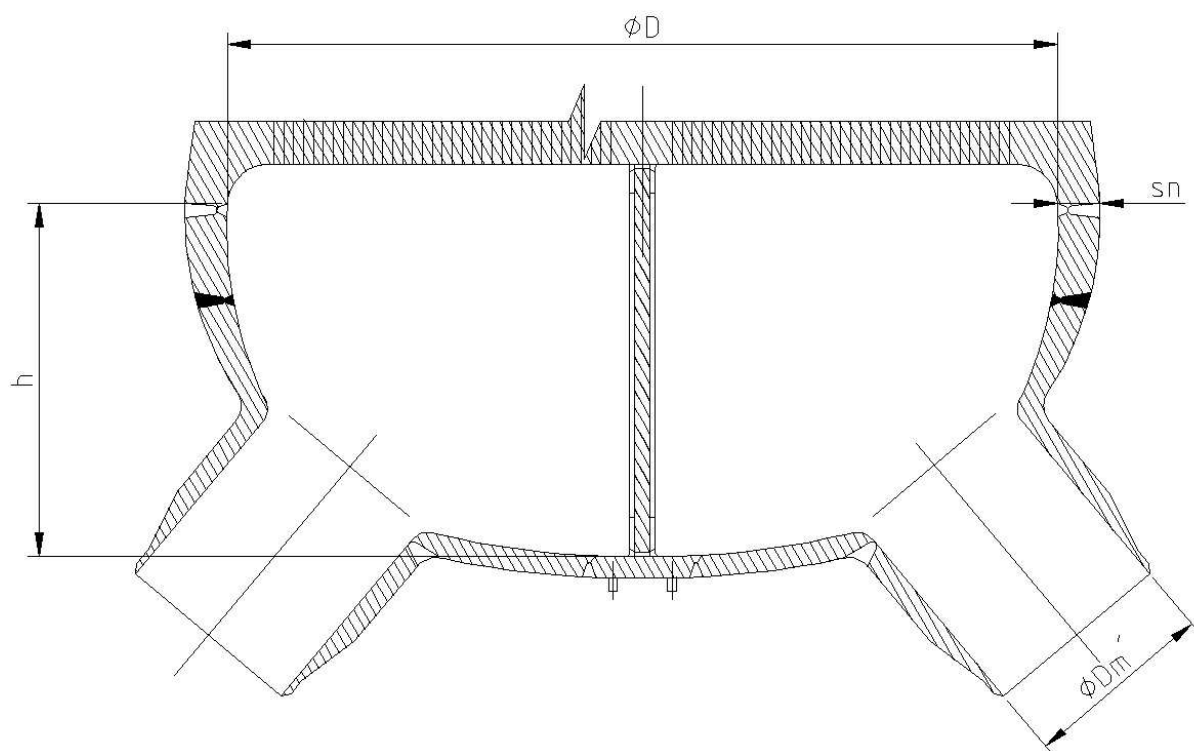
U výpočtu vycházíme z hodnot tepelného výpočtu a z konstrukčního návrhu.

Hodnoty z tepelného výpočtu

- Tlak v sekundárním okruhu $p_s = 7,8$ [MPa]
- Teplota napájecí vody $t_{NV} = 240$ [°C]

Hodnoty z konstrukčního návrhu

- Vnitřní průměr dna $D = 4,25$ [m]
- Výška vypouklé části $h = 1,918$ [m]
- Průměr otvoru pro průlez $D_m' = 0,96$ [m]
- Navržená tloušťka stěny $s_n = 0,275$ [m]
- Materiál ocel 22K



Obr. 12.1 Dno nádoby parního generátoru

Minimální dovolené napětí v tahu

Pro materiál 22K je minimální mez kluzu při dané teplotě $Re = 186 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{D\min} = \frac{Re}{k_k} \quad (12.8)$$

$$\sigma_{D\min} = \frac{186}{1,5}$$

$$\sigma_{D\min} = 124 [\text{MPa}]$$

Minimální součinitel pevnosti

$$\varphi_o = \frac{p_s \cdot D^2}{4 \cdot (s_n - c_k) \cdot \sigma_{D\min} \cdot 2 \cdot h} \quad (12.9)$$

$$\varphi_o = \frac{7,8 \cdot 4,46^2}{4 \cdot (0,275 - 0,001) \cdot 124 \cdot 2 \cdot 1,918}$$

$$\varphi_o = 0,2976 [1]$$

kde c_k [m] – přídavek na korozi, volím $c_k = 0,001$ [m]

Součinitel pevnosti nevyztuženého otvoru

$$\varphi = \frac{1,6}{1,4 + \sqrt{\frac{D_m'}{D \cdot \sqrt{s_n - c_k}}}} \quad (12.10)$$

$$\varphi = \frac{1,6}{1,4 + \sqrt{\frac{0,96}{4,46 \cdot \sqrt{0,275 - 0,001}}}}$$

$$\varphi = 0,7888 [1]$$

Kontrola součinitele pevnosti:

$$\varphi > \varphi_o \quad (12.11)$$
$$0,7888 > 0,2976$$

Podmínka vyhovuje

Tloušťka stěny vypočítaná

$$s = \frac{p_s \cdot D^2}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{D_{\min}}} \cdot \frac{1}{2 \cdot h} + c_k \quad (12.12)$$

$$s = \frac{7,8 \cdot 4,46^2}{4 \cdot 0,7888 \cdot 124} \cdot \frac{1}{2 \cdot 1,918} + 0,001$$

$$s = 0,104$$

Zvolená tloušťka stěny dna vyhovuje.

12.3 Kontrola pevnosti pláště parního generátoru

Plášť parního generátoru je svařen ze tří částí. Ve výpočtu se zabýváme spodní a horní částí.

Rozměry jednotlivých úseků

- Spodní část	Vnější průměr	Ø4,7	[m]
	Tloušťka	0,11	[m]
	Délka části	9,9	[m]
- Horní část	Vnější průměr	Ø5,6	[m]
	Tloušťka	0,11	[m]
	Délka části	5,9	[m]

12.3.1 Kontrola pevnosti první válcové části parního generátoru

Maximální dovolené napětí

Pro materiál parního generátoru 22K, je maximální mez kluzu $Re = 345 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{D_{\max}} = \frac{Re}{k_k} \quad (12.13)$$

$$\sigma_{D_{\max}} = \frac{345}{1,5}$$

$$\sigma_{D_{\max}} = 260 [\text{MPa}]$$

Předběžná minimální tloušťka stěny

$$s_o = \frac{p_s \cdot D_s}{2 \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_s} \quad (12.14)$$

$$s_o = \frac{7,8 \cdot 4,7}{2 \cdot 230 - 7,8}$$
$$s_o = 0,081[m]$$

Minimální hodnota součinitele pevnosti

$$\varphi = \frac{p_s \cdot (D_s + (s_n - c_k))}{2 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{D_{\max}}} \quad (12.15)$$

$$\varphi = \frac{7,8 \cdot (4,7 + (0,11 - 0,001))}{2 \cdot (0,11 - 0,001) \cdot 230}$$
$$\varphi = 0,748[1]$$

Vypočtená tloušťka stěny válcové části

$$s = \frac{p_s \cdot D_s}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_s} + c_k \quad (12.16)$$

$$s = \frac{7,8 \cdot 4,7}{4 \cdot 0,748 \cdot 230 - 7,8} + 0,001$$
$$s = 0,11[m]$$

Kontrola tloušťky stěny

$$s \leq s_n \quad (12.17)$$
$$0,11 \leq 0,11$$

Zvolená tloušťka stěny vyhovuje

12.3.2 Kontrola pevnosti horní části

Maximální dovolené napětí

Materiál horního pláště parního generátoru je 22K, je maximální mez kluzu $Re = 345$ [MPa].

$$\sigma_{D\max} = \frac{Re}{k_k} \quad (12.18)$$

$$\sigma_{D\max} = \frac{345}{1,5}$$
$$\sigma_{D\max} = 260 [MPa]$$

Předběžná minimální tloušťka stěny

$$s_o = \frac{p_s \cdot D_h}{2 \cdot \sigma_{D\max} - p_s} \quad (12.19)$$

$$s_o = \frac{7,8 \cdot 5,6}{2 \cdot 230 - 7,8}$$
$$s_o = 0,09659 [m]$$

Minimální hodnota součinitele pevnosti

$$\varphi = \frac{p_s \cdot (D_h + (s_n - c_k))}{2 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{D\max}} \quad (12.20)$$

$$\varphi = \frac{7,8 \cdot (5,6 + (0,11 - 0,001))}{2 \cdot (0,11 - 0,001) \cdot 230}$$
$$\varphi = 0,888 [1]$$

Vypočtená tloušťka stěny válcové části

$$s = \frac{p_s \cdot D_s}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_s} + c_k \quad (12.21)$$

$$s = \frac{7,8 \cdot 5,6}{4 \cdot 0,748 \cdot 230 - 7,8} + 0,001$$
$$s = 0,11 [m]$$

Kontrola tloušťky stěny

$$s \leq s_n$$
$$0,11 \leq 0,11 \quad (12.22)$$

Zvolená tloušťka stěny vyhovuje

12.4 Kontrola pevnosti pláště parního generátoru

Hodnoty z konstrukčního návrhu

- Vnitřní průměr kolektoru $D_k = 1,186$ [m]
- Zvolená tloušťka stěny $s_k = 0,18$ [m]

Minimální dovolené napětí

Pro materiál 08Ch18N10T je minimální mez kluzu při dané teplotě $Re = 185$ MPa.

$$\sigma_{D_{\min}} = \frac{Re}{k_k} \quad (12.23)$$

$$\sigma_{D_{\min}} = \frac{185}{1,5}$$

$$\sigma_{D_{\min}} = 123,33 [MPa]$$

Součinitel pevnosti

Při výpočtu je uvažován vypočtený přetlak $p = 8,4$ MPa.

$$\varphi_k = \frac{p \cdot (D_k + (s_k - c_k))}{2 \cdot (s_k - c_k) \cdot \sigma_{D\min}} \quad (12.24)$$

$$\varphi_k = \frac{8,4 \cdot (1,186 + (0,18 - 0,001))}{2 \cdot (0,18 - 0,001) \cdot 123,33}$$

$$\varphi_k = 0,26[1]$$

Tloušťka stěny

$$s_{kd} = \frac{p \cdot D_k}{2 \cdot \varphi_k \cdot \sigma_{D\min} - p} \quad (12.25)$$

$$s_{kd} = \frac{8,4 \cdot 1,186}{2 \cdot 0,26 \cdot 123,33 - 8,4}$$

$$s_{kd} = 0,179[m]$$

Součinitel pevnosti pro hydraulickou zkoušku

Při výpočtu je uvažován vypočtený zvýšený tlak $p_h = 13,2$ MPa.

$$\varphi_h = \frac{p_h \cdot (D_k + s_k)}{2 \cdot s_k \cdot \sigma_{D\min}} \quad (12.26)$$

$$\varphi_h = \frac{13,2 \cdot (1,186 + 0,18)}{2 \cdot 0,18 \cdot 123,33}$$

$$\varphi_h = 0,406[1]$$

Platí-li $\varphi_h \geq \varphi_k$ pak tloušťka stěny je:

Tloušťka stěny pro hydraulickou tlakovou zkoušku:

$$s_{kd} = \frac{p_h \cdot D_k}{2 \cdot \varphi_k \cdot \sigma_{D_{\min}} + p_h} \quad (12.27)$$

$$s_{kd} = \frac{13,2 \cdot 1,186}{2 \cdot 0,26 \cdot 123,33 + 13,2}$$
$$s_{kd} = 0,203[m]$$

Kontrola tloušťky stěny kolektoru

$$s_{kd} \geq s_k$$
$$0,203 \geq 0,18 \quad (12.28)$$

Navržená tloušťka stěny kolektoru vyhovuje.

13.ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vypracování konstrukčního návrhu svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu AP 1000 Westinghouse ve dvousmyčkovém uspořádání primárního okruhu. Hodnoty pro návrh svislého parního generátoru byly zadány a odečteny z konstrukčního návrhu. Konstrukční návrh je znázorněn na výkrese SN2ESZ03-1.

Diplomová práce byla rozdělena na teoretickou a praktickou část, celkově rozdělena do 10 kapitol. V teoretické části popisují jednotlivé části primárního, sekundárního a terciárního okruhu jaderné elektrárny, dále popisují generace jaderných reaktorů, bezpečnostními systémy jaderné elektrárny AP 1000 a princip fungování parogenerátoru. Praktická část se zabývá tepelným výpočtem svislého parního generátoru, který slouží k určení tepelných charakteristik, potřebného množství cirkulujícího primárního teplosnosiče parním generátorem, které činí $\dot{m}_1 = 9122,24 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$. Pro požadované energetické parametry byla vypočtena celková teplosměnná plocha $S_t = 13503,7 \text{ [m}^2]$, která je tvořena ze 17252 trubek tvaru „U“ o rozměrech $17,5 \times 1,05 \text{ [mm]}$ a střední délce $L_{\text{str}} = 14,25 \text{ [m]}$. Dále jsem ověřoval správnost výpočtu teplosměnné plochy a střední délky trubky, a to podrobením obou hodnot zpětné kontrole, rozdělením teplosměnné plochy na 8 úseků. Výpočty byly provedeny s velkou přesností, protože odchylky obou výpočtů se liší minimálně.

V další části popisují dvoustupňovou separaci, která se skládá z hrubé separace, která je tvořena cyklónovými separátory a z jemné separace, která je tvořena žaluziovými separátory. Pro hrubou a jemnou separaci jsem následně provedl základní výpočet.

Dále následuje výpočet hydraulických ztrát. V tab. 10.1 můžeme vyčíst, že největší hydraulické ztráty se nacházejí v koleně potrubí Δp_k a ve studeném kolektoru Δp_{sk} . Výpočet byl proveden zjednodušeně pro střední řadu teplosměnných trubek.

Závěrečná praktická část je zaměřena na volbu materiálu svislého parního generátoru. Jako materiál jednotlivých elementů byly zvoleny ocele 22K a 08Ch18N10T. Byl proveden základní pevnostní výpočet, kterým se ověřuje správné navržení základních rozměrů parogenerátoru.

14. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

a) knihy a publikace

[1] AMBROŽ, J.: Jaderně energetická zařízení. ČVUT Praha 1, 1987

[2] HEJZLAR, R.: Jaderná zařízení II. Strojní zařízení jaderných elektráren.
ČVUT Praha 6, 1989

[3] POLACH, P.: Návrh zařízení pro separaci vlhké páry u vertikálního
parogenerátoru. Diplomová práce. Katedra energetiky. VŠB
Ostrava, 1987

[4] JANEBA, B. KARTÁK, J. Tepelné výpočty kotlů a parních generátorů.
ČVUT Praha 1, 1982

[5] ČERNÝ, V. JANEBA, B. KARTÁK, J. JIROUŠ, F. MARVAN, B. Základy
konstruování kotlů a parogenerátorů jaderných elektráren.
ČVUT Praha 1, 1974

[6] ZVARA, J. Separátory a prihrievače pary pre jadrové elektrárne. Bratislava, 1976

[7] HEJZLAR, R.: Stroje a zařízení jaderných elektráren díl 1 a 2, ČVUT Praha, 2005

[8] NOSKIEVIČ, J.: Hydromechanika, Skripta VŠB Ostrava, 1985

[9] MAZANEC, K.: Základní fyzikálně – metalurgické charakteristiky materiálů pro
jadernou energetiku. VŠB-TUO, 1979

- [10] ČERNOCH, S.: Strojně technická příručka 1, 2.SNTL Praha, 1977
- [11] KOLAT, P.: Úvod do jaderné energetiky, Skripta VŠB Ostrava, 2012
- [12] HANAHAN, K.: Presentace Westinghouse AP1000 Design and Project Status,
Ostrava, 2011
- [13] NEVŘELA, P.: Parní generátory svislé v jaderných elektrárnách, Bakalářská
práce, Katedra energetiky. VŠB Ostrava, 2010
- [14] JANEBA, B., Marvan, B.: Parní generátory a potrubní sítě jaderněenergetických
zařízení, ČVUT Praha, 1990
- [15] RAŽNJEVIČ, K.: Tepelné tabulky a diagramy, ALFA Bratislava, 1969
- [16] VARGAFTIG, N. B.: Teplofizičeskíe svojstva věžčestv. Gosenergoizdat.
Moskva, 1956
- [17] CUMMINS W.E., CORLETTI M.M., SCHULZ T.L.: Westinghouse AP1000
Advanced Passive Plant, Córdoba, Španělsko 2003

b) internetové zdroje

[18] dostupné z: < <http://www.publicdomainpictures.net/view-image.php?picture=chladiči-veze&image=336&jazyk=CS>

[19] dostupné z: < http://artemis.osu.cz/mmfyjz/jm/jm_2_3_3.htm

[20] dostupné z: < http://atomovejadro.wz.cz/stranky/jaderne_reakce_2.html

[21] dostupné z: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Štěpná_jaderná_reakce

[22] dostupné z: < <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/jaderne-elektrarny-cez/edu/technologie-a-zabezpeceni.html>

[23] dostupné z: < <http://www.terapol.cz/vlastnostiapouziti.php>

[24] dostupné z: < <http://www.niobfluid.ro/tmaterialy.htm>

[25] dostupné z: < <http://braunstein.cz/picture-6841>

15. SEZNAM PŘÍLOH

Svislý parní generátor	SN2ESZ03-1
Výpočet v Excelu	Kolářík_Oldřich_Výpočet_v_Excelu_DP
Hodnoty v EES	Kolářík_Oldřich_Hodnoty_v_EES_DP